

AIDE-MÉMOIRE

Génie climatique



- Description des systèmes
- Présentation des fluides frigorigènes
- Étude de cas pratiques

4^e édition

DUNOD

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Tout le catalogue sur
www.dunod.com



Graphisme de couverture : Nicolas Hubert

Illustration de couverture : © meryll – Fotolia.com

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage.

Le Code de la propriété intellectuelle du 1^{er} juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements

d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour

les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée. Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).



© Dunod, 2008, 2009, 2012, 2015

5 rue Laromiguière, 75005 Paris
www.dunod.com

ISBN 978-2-10-072348-5

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2^e et 3^e a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).

Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

Préface

Nous retrouvons dans cet ouvrage, exposés d'une façon simple, les principes de fonctionnement et les éléments de calcul nécessaires à une bonne étude et à une bonne compréhension des installations de traitement de l'air.

Les parallèles entre théorie et technique, de par la simplicité des exemples choisis, sont là pour nous aider à avoir une analyse cartésienne des principes qui régissent nos installations.

Les derniers chapitres sont également là pour nous rappeler les principes simples des économies d'énergies et des énergies renouvelables.

Un bien bel ouvrage à mettre entre toutes les mains de nos professionnels de bureau d'études et de chantier...

Jean JACQUIN
Président honoraire du SNEFCCA

CLIMA+CONFORT

L'offre d'info des professionnels du génie climatique



44 newsletters
par an

Accès à l'intégralité
du site

8 numéros
par an

Abonnez-vous sur www.climaplusconfort.fr dès 82 € TTC

Clima+confort, une marque d'information

PYC ÉDITION

Table des matières

Préface	III
Avant-propos	XI
1 ■ Les bilans thermiques	1
1.1 Généralités	1
1.2 Rappels de base sur les échanges thermiques	2
1.3 Documents de base des bilans thermiques	9
1.4 Calcul des apports thermiques d'une salle de réunion	15
1.5 Les degrés-jours unifiés (DJU)	29
2 ■ Psychrométrie	37
2.1 Notions de confort	37
2.2 Étude de cas particuliers	39
2.3 Généralités sur l'air atmosphérique	40
2.4 Principales grandeurs physiques de l'air	42
2.5 Le diagramme psychrométrique – Mode d'emploi	46
2.6 Différentes évolutions psychrométriques de base	49
2.7 Éléments de calcul	56
2.8 Calculs psychrométriques	64
2.9 Comparaison des 2 systèmes d'humidification : vapeur saturée sèche et laveur adiabatique	78
2.10 Comparaison des procédés de déshumidification	83
3 ■ Aéraulique	95
3.1 Les pressions en aéraulique	95
3.2 Les diffuseurs	105

3.3	Les ventilateurs	112
3.4	Les gaines	130
3.5	Calcul de réseaux aérauliques	139
3.6	Étude d'un réseau aéraulique et sélection du ventilateur correspondant	150
3.7	La ventilation mécanique contrôlée (VMC)	155

4 ■ Hydraulique **167**

4.1	Généralités	167
4.2	Les pompes	167
4.3	Les vannes	174
4.4	Caractéristiques des circuits hydrauliques	180
4.5	Étude de circuits hydrauliques	192
4.6	Boucle de Tickelman	206
4.7	Les disconnecteurs	206

5 ■ Les fluides frigorigènes utilisés en climatisation **211**

5.1	Remarques préliminaires	211
5.2	Quelques éléments de physique se rapportant aux fluides frigorigènes	213
5.3	Étude comparative de 2 fluides : le R 134 a et le R 407 C	217
5.4	Étude de quelques fluides utilisés en conditionnement d'air	222
5.5	Nouvelle génération de fluides frigorigènes : les hydrofluorooléfines (HFO)	226
5.6	Récupération et régénération des fluides frigorigènes	229
5.7	Rinçage des circuits	237
5.8	Exemples de fluides frigorigènes adaptés à différentes applications	238
5.9	Tableaux donnant la relation pression-température de quelques fluides frigorigènes utilisés en traitement de l'air	238

6 ■ Types de climatisations 245

6.1	Généralités	245
6.2	Les systèmes à détente directe	245
6.3	Les climatiseurs de toiture	251
6.4	Les armoires de climatisation	252
6.5	Les pompes à chaleur	258
6.6	Les climatisations tout air – Les centrales de traitement d'air	283
6.7	Les systèmes tout eau	306
6.8	Les systèmes mixtes : les éjecto-convecteurs et les poutres climatiques dynamiques	311
6.9	Les systèmes VRV ou DRV	317
6.10	La compression bi-étagée des pompes à chaleur haute température de faible puissance	326
6.11	Refroidissement adiabatique	330

7 ■ Le solaire 341

7.1	Généralités	341
7.2	Principes des capteurs solaires	342
7.3	Exemples pratiques	345
7.4	Le solaire et la climatisation : les machines à absorption	348

8 ■ La géothermie 357

8.1	Généralités	357
8.2	Géothermie se rapportant au captage de la chaleur du sol à de faibles profondeurs	357
8.3	Géothermie se rapportant à de la chaleur issue de nappe phréatique	363
8.4	Cas concret	365

9 ■ La filtration 375

9.1	Domaines d'application	375
9.2	Types de poussières et particules	376
9.3	Principe de captation des particules	377
9.4	Principales caractéristiques d'un filtre	378

9.5	Méthodes d'essais	381
9.6	Types de filtres	387
9.7	Application pratique	389
9.8	Éléments concernant les salles propres	393
9.9	Éléments sur les normes	396

10 ■ Récupération d'énergie 397

10.1	Généralités	397
10.2	Échangeurs à plaques	397
10.3	Échangeurs rotatifs	401
10.4	Récupérateurs de chaleur type caloduc	408
10.5	Échangeurs hydrauliques	413
10.6	Les puits canadiens	422

11 ■ Le stockage de l'énergie 427

11.1	Pourquoi stocker l'énergie ?	427
11.2	Stockages sensibles et latents	428
11.3	Technologie de stockage	430
11.4	Différentes stratégies possibles	432
11.5	Conception d'une installation	436
11.6	Dimensionnement d'un STL	442
11.7	Calcul du volume du STL	446
11.8	Calcul des puissances d'échange	447

12 ■ Mesures et comptage en génie climatique 449

12.1	Généralités	449
12.2	Mesure des pressions	449
12.3	Mesure des températures	454
12.4	Mesure de l'hygrométrie relative	457
12.5	Mesure de la vitesse	459
12.6	Mesure et calcul des débits	460
12.7	Mesure de la vitesse de rotation	462
12.8	Comptage d'énergie	463
12.9	Contrôle de la qualité de l'air	465
12.10	Centrale d'acquisition	467

13 ■ Pratique des installations de traitement d'air 469

13.1	Vérifications avant mise en route	469
13.2	Vérifications pendant la mise en route	472
13.3	Dépannage	476
13.4	Les conduites frigorifiques	483
13.5	Les vannes à eau pressostatiques	486
13.6	Pannes	489

14 ■ Cas pratiques de pannes ou de problèmes en génie climatique 491

14.1	Cas pratique n° 1	491
14.2	Cas pratique n° 2	493
14.3	Cas pratique n° 3	495
14.4	Cas pratique n° 4	496

15 ■ Acoustique appliquée au génie climatique 499

15.1	Généralités	499
15.2	Définition du bruit	499
15.3	Principe de la chaîne du bruit	499
15.4	Différents types de bruits	500
15.5	Vitesse des sons	500
15.6	Fréquence	500
15.7	Caractéristiques d'un son	501
15.8	Termes et expressions de base de l'acoustique	501
15.9	Indice d'affaiblissement acoustique	513
15.10	Isolement acoustique	515
15.11	Courbes NR, ou ISO, d'évaluation du bruit	515
15.12	Réglementation acoustique	517
15.13	Les sonomètres	519
15.14	Les écrans acoustiques	520
15.15	Les silencieux	522
15.16	Acoustique des tours de refroidissement	525
15.17	Acoustique des groupes à eau glacée	528
15.18	Acoustique des condenseurs à air	529
15.19	Acoustique des bouches de soufflage	530

15.20	Acoustique des ventilateurs	531
15.21	Mesure du bruit	534
15.22	Prévention des nuisances acoustiques	537
15.23	Éléments de traitement des vibrations	538
15.24	Réduction de la gêne acoustique de la climatisation dans une salle de cinéma	539

Tables de conversion	543
-----------------------------	------------

Index	547
--------------	------------

Avant-propos

Après une carrière dans l'industrie, j'ai été appelé à enseigner le traitement de l'air à des étudiants et à des professionnels du génie climatique. Cet aide-mémoire est donc la synthèse d'un vécu industriel et d'un vécu de formateur.

Dans ce manuel, la plupart des aspects du traitement de l'air sont décrits en partant des bases, cet aide-mémoire se veut donc éclectique et pratique. Le fossé culturel entre les techniciens de terrain et les techniciens de bureau d'études est de moins en moins évident. Chaque chapitre comporte donc un développement technologique et un développement théorique accompagné d'études de cas résolus.

La prise de conscience environnementale étant de plus en plus évidente, les technologies qui vont dans le sens des économies d'énergie se développent : il s'agit en particulier des pompes à chaleur, du solaire, du froid à absorption solaire, de la géothermie et du stockage d'énergie.

Cet aide-mémoire a donc l'ambition d'intéresser l'ensemble des acteurs du génie climatique.

Puisse ce livre permettre d'accroître les compétences des lecteurs... un technicien qui maîtrise bien sa technique est un technicien apprécié... et généralement heureux.

Je remercie les sociétés dont sont issues différentes figures et données :

Ace Airwell, Aldès, Anémotherm Halton, Bruel et kJer, Camfil Farr, Carrier, Ciat, Climastar, Contardo, Cristopia, Danfoss, Dehon, Dessica, EDF, Grasso, Guinard, Johnson controls, Jumo, Kimo, Sapel, SCS, Solyvent (Flakt Woods), Technibel, Trane, US Reco, Viessmann, VIM, Wesper, Yazaki.

L'auteur

1

Les bilans thermiques

1.1 Généralités

Tout projet en thermique débute par le calcul des apports et/ou des déperditions. L'été, les bilans thermiques sont presque toujours positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports positifs afin de garantir des conditions d'ambiance confortables.

L'hiver, les bilans thermiques sont le plus souvent négatifs, l'équipement à installer devra compenser les pertes thermiques afin de garantir des conditions d'ambiance confortables.

Beaucoup d'équipements sont conçus pour combattre les apports l'été et les déperditions l'hiver. Citons par exemple les pompes à chaleur réversibles, les centrales de traitement d'air équipées de batterie à eau glacée et de batterie à eau chaude, etc.

Le chiffrage des apports ou des déperditions peut être effectué par calcul à partir de méthodes simples ou complexes, la tendance actuelle est à l'utilisation de plus en plus fréquente de logiciels spécifiques.

Il est néanmoins tout à fait utile de pouvoir maîtriser les bilans thermiques par le calcul afin d'avoir des repères personnels quant aux valeurs moyennes !

Dans ce qui suit, nous nous limiterons aux bilans été et les apports seront calculés à partir des 2 méthodes suivantes :

- ▶ Méthode simplifiée de la société Carrier dont l'application se limite au confort.
- ▶ Méthode simplifiée de la société Airwell tenant compte des apports solaires.

1.2 Rappels de base sur les échanges thermiques

Les matériaux ont un comportement thermique spécifique. Les thermiciens affectent à chaque matériau un coefficient de conductivité thermique dont le symbole est λ (**lambda**). La figure 1.1 donne l'explication du coefficient de conductibilité thermique.

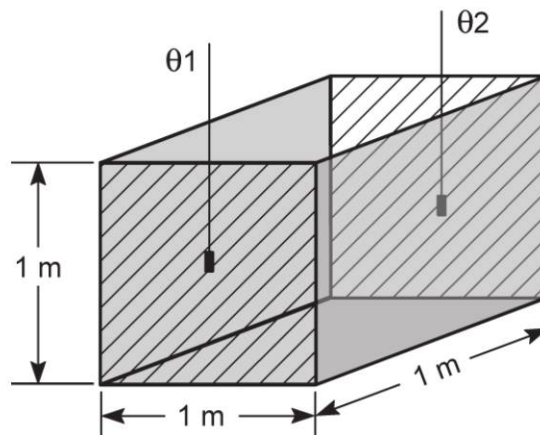


Figure 1.1 Élément de base permettant de définir le coefficient de conductibilité (λ)

Le flux thermique qui s'opère entre 2 faces opposées de surface 1 m^2 , distantes de 1 m et soumises à une différence de température ($\theta_1 - \theta_2$) de 1°C caractérise le coefficient de conductivité thermique du matériau.

$$\text{Flux thermique} = \lambda \frac{S \times \Delta\theta}{d}$$

Flux thermique en **W**, **S** : surface en m^2 , **d** : distance en **m**, $\Delta\theta$: différence de température en $^\circ\text{C}$, λ est le coefficient de conductivité thermique spécifique du matériau.

$$\text{D'où : } \lambda = \frac{\Phi \times d}{S \times \Delta\theta} = \frac{\text{W} \times \text{m}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \times ^\circ\text{C}}$$

Le coefficient de conductivité thermique s'exprime donc en **W/(m.°C)**.

Des tableaux donnent les coefficients de conductivité thermique de tous les matériaux avec les masses volumiques correspondantes.

Tableau 1.1 Caractéristiques thermiques de différents matériaux

Coefficient de conductivité thermique λ (W/m.°C)		
Matériaux	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.°C)
Acier	7 780	52
Aluminium	2 700	230
Béton plein de granulats lourds	2 200 à 2 400	1,75
Béton cellulaire autoclavé	775 à 825	0,33
Béton cellulaire autoclavé	675 à 725	0,27
Béton de perlite ou de vermiculite	600 à 800	0,31
Briques creuses		0,5
Briques pleines	1 800 à 2 200	0,9
Carreaux de plâtre ou plaques de plâtre	750 à 1000	0,35
Cuivre	9 830	380
Hourdis béton avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		1,3
Hourdis terre cuite avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		0,8
Laine de roche	18 à 25	0,047
Laine de roche	60 à 100	0,039
Laine de verre	7 à 10	0,047
Laine de verre	25 à 65	0,034
Liège expansé aggloméré au brai	340	0,048
Liège expansé pur	210	0,043
Parpaings creux		1
Parpaings pleins		1,4
Pierre calcaire dure (marbre)	2 600	2,9
Pierre calcaire tendre	1 470 à 1 640	0,95

Pierre granit	2 500 à 3 000	3,5					
Polystyrène expansé	10 à 12	0,047					
Polystyrène extrudé	28 à 32	0,035					
Mousse de polyuréthane	30 à 34	0,03					
Plâtre	1 100 à 1 300	0,5					
Tartre	2 500	1,2 à 3					
Verre	2 700	1					
Résistance au flux thermique de lame d'air non ventilée R en m².°C/W							
Lame d'air verticale	Épaisseur (mm)	5 à 7	7 à 9	9 à 11	11 à 13	14 à 24	25 à 50
	R (m².°C/W)	0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16

La valeur des coefficients de conductivité thermique d'un même matériau peut varier légèrement, elle dépend des procédés d'élaboration, des masses volumiques (variables) par exemple.

Les transferts thermiques à travers une paroi dépendent :

- ▶ de la conductivité thermique du ou des matériaux constituant la paroi,
- ▶ de l'épaisseur des différents constituants,
- ▶ de la valeur de la convection (**h**) de part et d'autre de cette paroi,
- ▶ de l'ensoleillement.

Le coefficient de conductivité thermique prend comme référence le mètre d'épaisseur. Le flux thermique dû à la conduction est inversement proportionnel à l'épaisseur.

Le coefficient de transmission thermique de symbole « **U** » est égal à λ/e :

$$U = \frac{\lambda}{e} = \frac{\frac{W}{m \times ^\circ C}}{m} = \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

Le coefficient d'échange thermique dû à la convection est d'autant plus important que la vitesse de l'air en contact avec la paroi est importante.

Les coefficients d'échange thermique dus à la convection sont donc variables.

Généralement, dans les cas classiques, on prend pour la convection intérieure $h_i = 8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ et pour la convection extérieure $h_e = 23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Quant au rayonnement, les apports solaires sont donnés par des tableaux qui tiennent compte de la latitude, de l'exposition, de l'heure, de la nature des parois, etc.

Dans la pratique, le calcul des transferts thermiques est facilité par l'utilisation de la résistance au flux thermique (symbole R).

R est l'inverse du coefficient de transmission thermique $R = 1/U$:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{\frac{W}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}} = \frac{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}{W}$$

■ Étude d'une paroi simple

Prenons l'exemple d'une paroi simple extérieure réalisée en parpaings pleins de **20 cm** d'épaisseur et dont le coefficient de conductivité thermique est $\lambda = 1,4 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$.

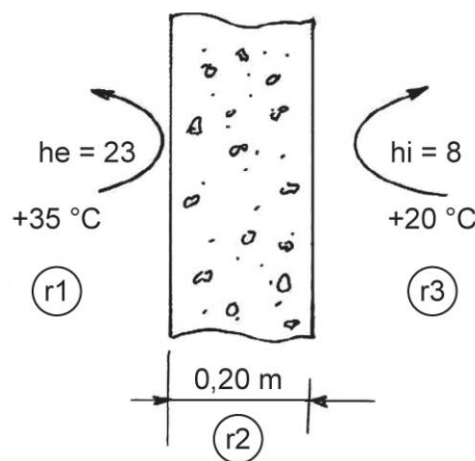


Figure 1.2 Différentes résistances au flux thermique d'une paroi simple

Résistance totale au flux thermique de cette paroi :

$$R = r_1 + r_2 + r_3 = \frac{1}{23} + \frac{0,2}{1,4} + \frac{1}{8} = 0,31 \frac{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Coefficient d'échange thermique :

$$U = 1/R = 1/0,31 = 3,225 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

■ Étude des températures

Chute de température due à la convection extérieure (**he**) :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,04}{0,31} = 2 ^\circ\text{C}$$

Chute de température due aux parpaings :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,153}{0,31} = 7 ^\circ\text{C}$$

Chute de température due à la convection intérieure (**hi**) :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,125}{0,31} = 6 ^\circ\text{C}$$

Représentation des températures au niveau de cette paroi simple :

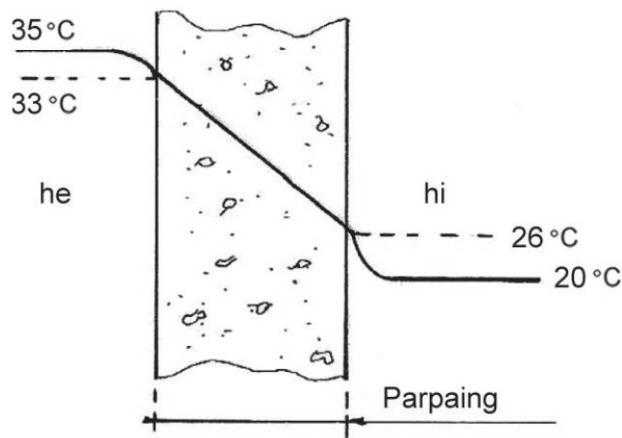


Figure 1.3 Évolution des températures au niveau d'une paroi simple

■ Étude d'une paroi composée

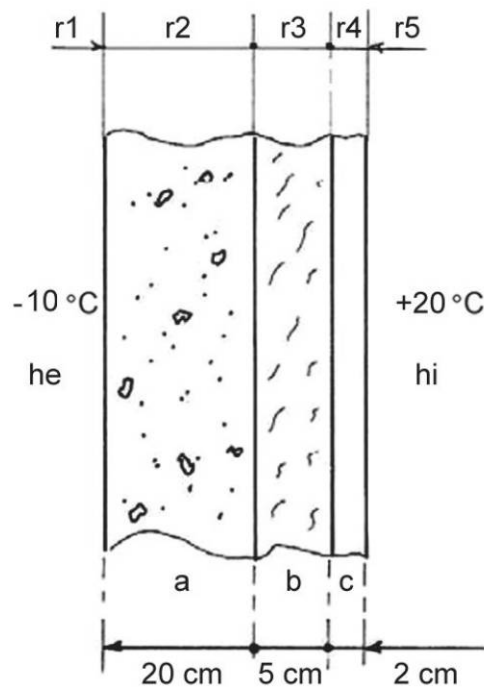


Figure 1.4 Exemple de paroi composée

he : convection extérieure = **23 W/m².°C** ; **a** : parpaing de **20 cm**, $\lambda = 1,4 \text{ W/m.°C}$; **b** : polystyrène de **5 cm**, $\lambda = 0,03 \text{ W/m.°C}$; **c** : plâtre de **2 cm**, $\lambda = 0,5 \text{ W/m.°C}$; **hi** : convection intérieure = **8 W/m².°C**.

Calcul des résistances partielles

$$r1 \text{ (convection extérieure)} = 1/23 = 0,043 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}$$

$$r2 \text{ (parpaing)} = e/\lambda = 0,2/1,4 = 0,143 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}$$

$$r3 \text{ (polystyrène)} = e/\lambda = 0,05/0,03 = 1,67.$$

$$r4 \text{ (plâtre)} = e/\lambda = 0,02/0,5 = 0,04.$$

$$r5 \text{ (convection intérieure)} = 1/8 = 0,125.$$

La résistance totale de cette paroi au flux thermique est :

$$R = 0,043 + 0,143 + 1,67 + 0,04 + 0,125 = 2,02 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}$$

Le coefficient d'échange thermique « U » est donc égal à $1/2,02 = 0,5 \text{ W/(m}^2\text{.°C)}$.

Calcul des chutes de températures dues aux différentes résistances au flux thermique :

$$\Delta\theta(r1) = \frac{30 \times 0,043}{2,02} = 0,64 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta(r2) = \frac{30 \times 0,143}{2,02} = 2,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta(r3) = \frac{30 \times 1,67}{2,02} = 24,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta(r4) = \frac{30 \times 0,04}{2,02} = 0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta(r5) = \frac{30 \times 0,125}{2,02} = 1,86 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta \text{ total} = 0,64 + 2,12 + 24,8 + 0,6 + 1,86 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

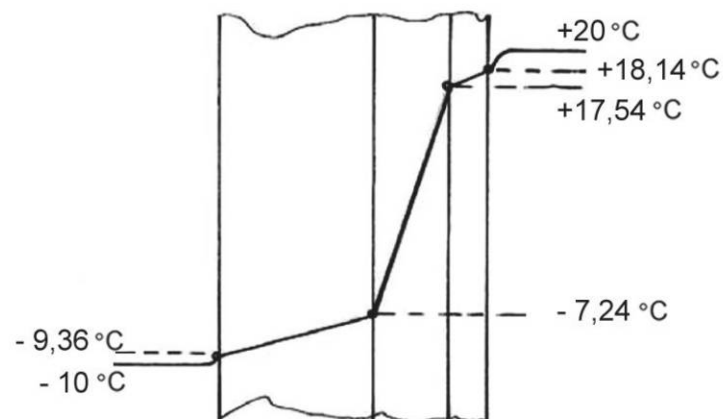
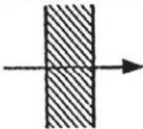
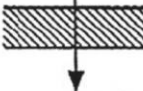


Figure 1.5 Évolution des températures au niveau d'une paroi composée

1.3 Documents de base des bilans thermiques

Les tableaux suivants donnent des exemples de documents pour réaliser des bilans thermiques.

Tableau 1.2 Valeurs des différentes résistances superficielles

Inclinaison des parois et sens du flux de chaleur	Unités	Parois extérieures			Parois intérieures		
		$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
Parois verticales 	$(m^2 \cdot ^\circ C / W)$ $(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal)$	0,11 (0,13)	0,06 (0,07)	0,17 (0,20)	0,12 (0,14)	0,12 (0,14)	0,24 (0,28)
Parois horizontales (flux ascendant) 	$(m^2 \cdot ^\circ C / W)$ $(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal)$	0,09 (0,11)	0,05 (0,06)	0,14 (0,17)	0,10 (0,12)	0,10 (0,12)	0,20 (0,24)
Parois horizontales (flux descendant) 	$(m^2 \cdot ^\circ C / W)$ $(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal)$	0,17 (0,20)	0,05 (0,06)	0,22 (0,26)	0,17 (0,20)	0,17 (0,20)	0,34 (0,40)

h_i : coefficient de transmission par convection sur la paroi intérieure.

h_i en $W/(m^2 \times ^\circ C)$

h_e : coefficient de transmission par convection sur la paroi extérieure.

h_e en $W/(m^2 \times ^\circ C)$

R_i : résistance superficielle au flux thermique.

$R_i = 1/h_i$ en $(m^2 \times ^\circ C) / W$

R_e : résistance superficielle au flux thermique.

$R_e = 1/h_e$ en $(m^2 \times ^\circ C) / W$

Résistance totale superficielle au flux thermique $R_{totale} = R_e + R_i$.

Tableau 1.3 Apport de chaleur dû aux occupants

Degré d'activité	Application type	Métabolisme homme adulte	Métabolisme moyen	Température sèche du local									
				28		27		26		24		21	
				Watt		Watt		Watt		Watt		Watt	
				S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Assis, au repos	Théâtre, école primaire	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Assis, travail léger	École secondaire	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	37
Employé de bureau	Bureau, hôtel, appartement, école supérieure	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
Debout, marche lente	Magasin, boutique	161											
Assis, debout	Drugstore	161	146	62	94	58	88	64	82	74	72	85	61
Debout, marche lente	Banque	161											
Travail léger à l'établi	Usine, travail léger	234	219	56	163	64	155	72	147	86	133	106	113
Danse	Salle de danse	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marche, 5 km/h	Usine, travail assez pénible	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	134	158
Travail pénible	Piste de bowling, usine	438	423	131	292	136	287	142	281	153	270	176	247

S : apport de chaleur sensible.

L : apport de chaleur latente.

Tableau 1.4 Conditions de base extérieures : été / hiver (Doc. Carrier)

Département et ville	Conditions de base normales Été – Juillet : 15 h		Écart diurne	Conditions de base normales Hiver		Vents dominants Direction et vitesse (km/h)		Altitude (m)	Latitude N
	Temp. sèche (°C)	Temps humide (°C)		Temp. sèche (°C)	Degrés-jours cumulés normaux	Hiver	Été		
			Moyen (°C)						
Alpes-Maritimes Nice	32	23,5	8,2	-2	891	NE – 15	SO – 11,5	3	43° 40
Aube Romilly	31	20,5	13,4	-10	2 015			77	48° 30
Bas-Rhin Strasbourg	30	20,0	10,1	-14	2 222	S – 15	S – 13	151	48° 33
Basses-Pyrénées Biarritz	29	21,0	7,0	-5	1 012			29	
Bouches-du-Rhône Aix-en-Provence Marseille	35 34	21 21,5	12,6	-5 -5	1 205	NO – 26,5	NO – 27	3	43° 31
Calvados Caen	26	18,5	10,6	-7	1 846	O – 20,5	O – 15	66	49° 10
Charente Cognac Angoulême	32 31	20,5 22	13,4	-5 -5				30 83	45° 40 45° 40
Charente-Maritime La Rochelle Rochefort	31 31	20,5 21,2	10,4 9,8	-4 -4	1 420			14	46° 11

Cher Bourges	31	20	12,2	-7	1 848				157	47° 04
Côte-d'Or Dijon	31	20,5	12,0	-10	2 070				220	47° 15
Corse Ajaccio	35	23	12,0	-2	943				4	41° 55
Drôme Montélimar	33	22	13,0	-6	1 517				73	44° 35
Finistère Brest	25	18,5	7,8	-4	1 575				98	48° 27
Gard Nîmes	35	22,5	13,2	-5	1 198				59	43° 52
Gironde Bordeaux Cazaux	32 31	21 22	10,2 11,8	-4 -4	1 432 1 322		0 - 18	0 - 13,5	47 24	44° 50 44° 32
Haute-Garonne Toulouse	32	20,5	12,6	-6	1 468		0 - 19	0 - 16,5	151	43° 37
Haute-Loire Le Puy	30	19	14,0	-5	2 297				714	45° 03
Haut-Rhin Mulhouse	31	20	10,4	-14	2 343				267	47° 36
Haute-Vienne Limoges	30	19,5	13,2	-8	1 915				282	45° 42
Ille-et-Vilaine Rennes	28	19,5	12,2	-5	1 687				35	48° 04

Indre-et-Loire Tours	30	20		-7	1 733				96	47° 25
Loir-et-Cher Romorantin	31	20,5	11,2	-7	1 862				80	
Loire St-Étienne	31	19,5	13,6	-8	2 031				399	45° 32
Loire Atlantique Nantes	31	21	10,3	-5	1 594	0 – 18,5	50 – 16		26	47° 10
Loiret Orléans	30	19,5	11,2	-7	1 927				125	47° 59
Maine-et-Loire Angers	30	20	12,0	-7	1 703				54	47° 30
Manche Cherbourg	24	19	5,8	-4	1 513				8	49° 39
Marne Reims	30	20	12,1	-10	2 060				94	49° 18
Meurthe-et-Moselle Nancy	29	19	11,0	-11	2 249				203	48° 42
Moselle Metz	30	20	11,2	-11	2 233				189	49° 05
Nord Lille	28	18,5	11,0	-9	2 088				55	50° 34
Oise Beauvais	29	19	12,4	-7	2 075	50 – 19	0 – 14,5		101	49° 27

Orne Argentan	28	19,5	10,8	-7					160	
Pas-de-Calais Dunkerque	25	18	7,4	-9	1 950				9	
Puy-de-Dôme Clermont-Ferrand	31	21,5	13,5	-8	1 904				329	45° 48
Pyrénées-Orientales Perpignan	31	22,5	11,0	-4	899	NO - 21,5	NO - 18,5		43	42° 44
Rhône Lyon	32	20	12,0	-8	1 894	N - 15	N - 17,5		196	45° 43
Saône-et-Loire Mâcon	31	20	13,4	-8	1 995				216	46° 18
Seine Paris	30	20	11,2	-7	1 905	NE - 22	O - 19		89	48° 44
Seine-Maritime Dieppe Rouen	26 29	19,5 19,5	9,8 12,6	-7 -7	1 964				68	49° 23
Somme Abbeville	28	19,5	10,3	-9	2 002	SO - 20	O - 17		57	50° 08
Var Toulon	32	22,5	12,7	-2	826	E - 25,5	O - 21		28	43° 06
Vienne Poitiers	30	19,5	9,8	-7	1 258				118	48° 35

1.4 Calcul des apports thermiques d'une salle de réunion

Prenons l'exemple d'un projet de climatisation en région parisienne. Le cahier des charges stipule une température intérieure moyenne de $22\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Nombre d'occupants : **30**.

Occupation de 9 heures à 12 heures et de 14 heures à 17 heures.

Éclairage : **30 W/m^2** .

Vitrage simple de **6 mm** d'épaisseur, coefficient d'échange thermique $U = 5,7\text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$.

La partie vitrée est équipée de stores intérieurs en aluminium. Le matériel informatique apporte **2 kW**.

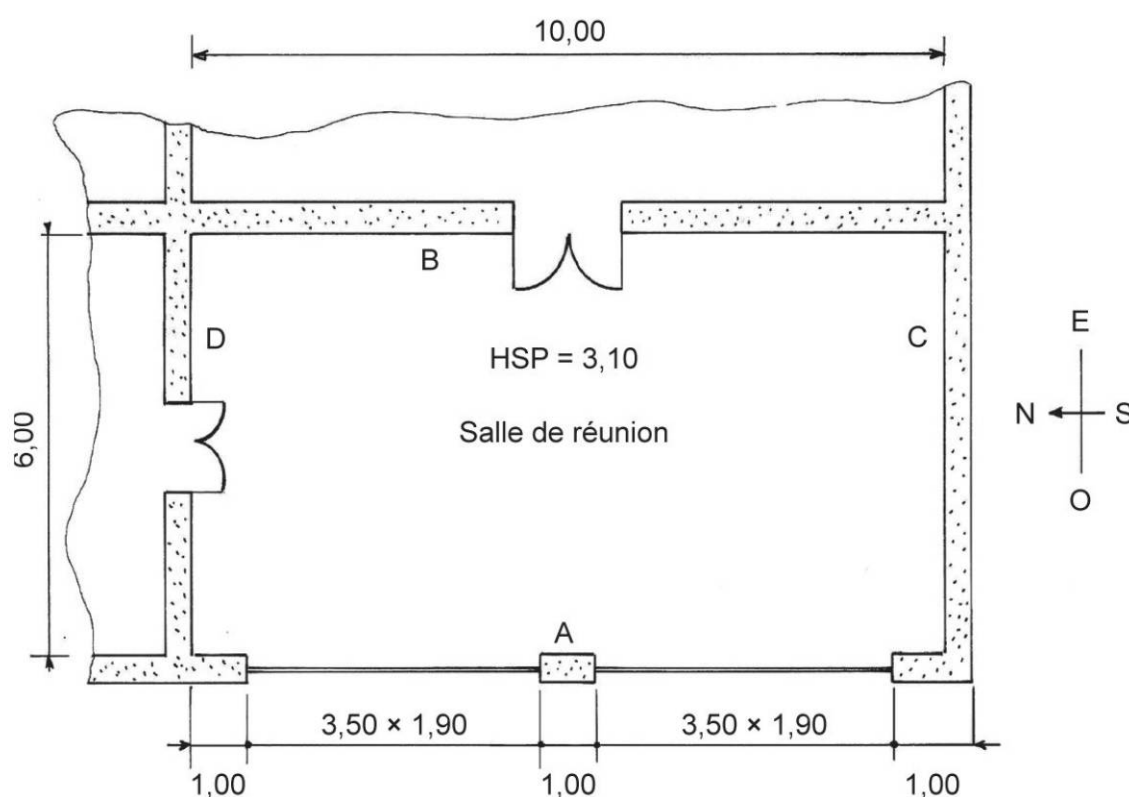


Figure 1.6 Salle de réunion à climatiser

Paroi A : Béton de **20 cm** d'épaisseur couleur extérieure : vert pâle.

Parois B et D : Cloison en carreaux de plâtre de **10 cm** d'épaisseur.

Paroi C : Paroi comportant une isolation thermique, son coefficient de transmission **U** est égal à **1,5 W/m².°C**. La couleur extérieure de cette paroi est également vert pâle.

Revêtement du plancher : moquette collée sur dalle de béton de **7 cm**.

Il convient de considérer **30 m³** cubes d'air neuf par occupant.

Considérer un **$\Delta\theta$ de 5 °C** pour les parois intérieures.

Calculer les charges maximales en été de ce local à partir de 2 méthodes.
Sélectionner ensuite l'équipement approprié à ce local.

■ Calcul des apports par la méthode simplifiée de sélection de Carrier

Tableau 1.5 Méthode Carrier

Description		Quantité		Facteur			Watt
Latitude Nord				Température extérieure en °C			
				32	35	38	
1 – Fenêtres exposées au soleil (ne prendre qu'une seule exposition, sélectionner celle qui donne le résultat le plus élevé)	S ou E		×	132	142	158	= 3 977
	SO			243	252	267	
	O	13,3 m²		299	315	330	
	NO et SE			180	190	205	
2 – Toutes fenêtres non comprises en -1-			×	63	79	94	=
3 – Murs exposés au soleil (prendre la même exposition qu'en -1-)	Construction légère		×	58	67	77	= 114
	Construction lourde	3 ml		38	48	58	
4 – Tous les murs non compris en -3-		6 ml	×	24	34	43	= 144
5 – Cloisons (toutes cloisons intérieures adjacentes à un local non climatisé)		16 ml	×	20	29	38	= 320

6 – Plafond ou toiture	Local non conditionné au-dessus		60 m²	×	3	9	16	=	180
	Plafond avec mansarde au-dessus	Non isolé			26	31	41		
		50 mm d'isolation			9	9	13		
	Terrasse avec plafond dessous	Non isolé			22	26	28		
		50 mm d'isolation			9	9	13		
	Toiture	Non isolée			44	50	57		
7 – Plancher	Local non conditionné au dessous ou sur vide sanitaire		60 m²	×	6	9	16	=	360
8 – Occupants	(comprenant le renouvellement d'air passant dans l'appareil)		30 pers.	×	293			=	8 790
9 – Éclairage et appareils électriques en fonctionnement			3 800 W	×	1			=	3 800
10 – Portes ou baies continuellement ouvertes sur un local non conditionné				×	240	240	288	=	
11 – Bilan total								=	17 685

Remarque

Cette méthode simplifiée permettant seulement d'obtenir un bilan thermique approché ne pourra pas être utilisée dans des cas où des garanties précises de température et d'hygrométrie sont exigées.

■ Calcul des apports thermiques pour le conditionnement d'air par la méthode Airwell

Les apports thermiques sont de 3 ordres :

- ▶ apports par transmission,
- ▶ apports internes,
- ▶ apports par rayonnement solaire.

□ Apports par transmission

Ceux-ci seront calculés suivant la manière habituelle à l'aide des chiffres des colonnes III – IV – et V, le produit sera porté dans la colonne V du tableau 1.10 (cf. plus loin).

□ Apports internes

Ils seront calculés en remplissant les cases du bas de la fiche de calcul (tableau 1.10).

□ Apports par rayonnement solaire

Ils seront calculés en remplissant les cases du bas dans la colonne IX (tableau 1.10).

Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs

I (mur) : rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en W/m^2 .

Il dépend de l'orientation du mur et de l'heure pour laquelle le calcul a été effectué et, également de la latitude sous laquelle le local se trouve.

L'heure d'apport solaire maximal est déterminée à l'aide des figures d'orientation (figure 1.7) et du tableau 1.8.

La valeur **I (mur)** est donnée dans le tableau 1.9 dans la colonne « **m** » en fonction de :

- ▶ la latitude,
- ▶ l'orientation du mur,
- ▶ l'heure.

A : coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement. Il dépend de la couleur et de la nature du mur ou du vitrage selon tableau 1.7.

S : facteur du rayonnement indiquant la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local (figure 1.8).

R (mur) : quantité de chaleur traversant le mur. Elle est donnée par la formule :

$$R (\text{mur}) = I (\text{mur}) \times A \times S$$

Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les vitrages

I (vit) : intensité du rayonnement solaire en W/m^2 .

Elle est définie de la même manière que **I (mur)** et est donnée par les tableaux 1.8 et 1.9 (dans la colonne « v » suivant l'orientation).

A : coefficient d'absorption du vitrage (tableau 1.7).

g : facteur de réduction (tableau 1.6).

Il est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire.

R (vit) : quantité de chaleur traversant le vitrage.

Elle est donnée par le produit :

$$R(\text{vit}) = I(\text{vit}) \times A \times g$$

Remarque

Les vitrages, comme les murs, transmettent une certaine quantité de chaleur vers l'extérieur par rayonnement et convection. Les tableaux donnant **I (vit)** et **I (mur)** tiennent compte de ce phénomène.

Lorsqu'un ensemble de locaux a différentes orientations :

- ▶ les puissances à installer par local seront valables pour l'heure où la charge thermique est maximale ;
- ▶ la puissance totale installée sera la somme des puissances partielles à la même heure pour tous les locaux ;
- ▶ le calcul sera fait pour : 9 h – 12 h – 16 h. La valeur retenue sera la plus grande des trois.

La méthode Airwell utilise des tableaux et des abaques en fonction des orientations types des locaux pour déterminer l'heure où l'apport thermique est maximum.

Tableau 1.6 Facteur de réduction « g » pour fenêtres protégées

Fenêtres protégées par	Couleur	g
► stores extérieurs en toile	écru	0,28
► stores extérieurs en toile	aluminium	0,22
► stores intérieurs entièrement baissés	aluminium	0,45
► stores intérieurs à moitié baissés	blanc ou crème	0,68
► persiennes entièrement baissées à l'intérieur des fenêtres	aluminium	0,58
► persiennes entièrement baissées à l'extérieur des fenêtres	aluminium	0,22

Tableau 1.7 Coefficient d'absorption « A » pour murs, toits et fenêtres

Couleur et nature de la surface	A
Surfaces très claires :	
► pierre blanche – surface blanche, claire ou crème – ciment très clair	0,4
Surfaces foncées :	
► fibrociment – bois non peint – pierre brune – brique rouge – ciment foncé – staff rouge, vert ou gris	0,7
Surfaces très foncées :	
► toitures en ardoises foncées – carton bitumé très sombre	0,9
Verre (fenêtres ou lanternaux) :	
► vitrage simple	1,0
► vitrage double	0,9
► vitrage triple	0,8

Tableau 1.8 Heures où le besoin de refroidissement est maximal dans les locaux ayant différentes orientations

Orientation des locaux	Nbre de murs exposés	Murs exposés	Heures			
			Fenêtres protégées		Fenêtres nues	
			a	b	a	b
1	1	N			14	14
2		NE			14	14
3		E	12	12	9	9
4		SE	13	13	10	10
5		S	14	13	13	13
6		SO	15	14	16	15
7		O	15	15	16	16
8		NO	16	15	17	16
9	2	N-E	14	14	9	9
10		NE-SE	14	13	9	9
11		S-E	14	13	10	10
12		SE-SO	15	14	15	15
13		S-O	15	14	15	15
14		SO-NO	15	15	16	16
15		O-N	15	15	16	16
16		NO-NE	16	15	17	17
17	3	O-N-E	16	15	16	16
18		NO-NE-SE	15	15	16	16
19		N-E-S	14	14	10	10
20		NE-SE-SO	15	14	15	15
21		E-S-O	15	14	15	15
22		SE-SO-NO	15	15	16	16
23		S-O-N	15	15	16	16
24		SO-NO-NE	16	15	16	16
25	4	SO-N-E	15	14	15	15
26		SO-NO-NE-SE	15	14	15	15
27	néant			14	14	

a : avec local au-dessus.

b : avec toit ou combles non ventilés au-dessus.

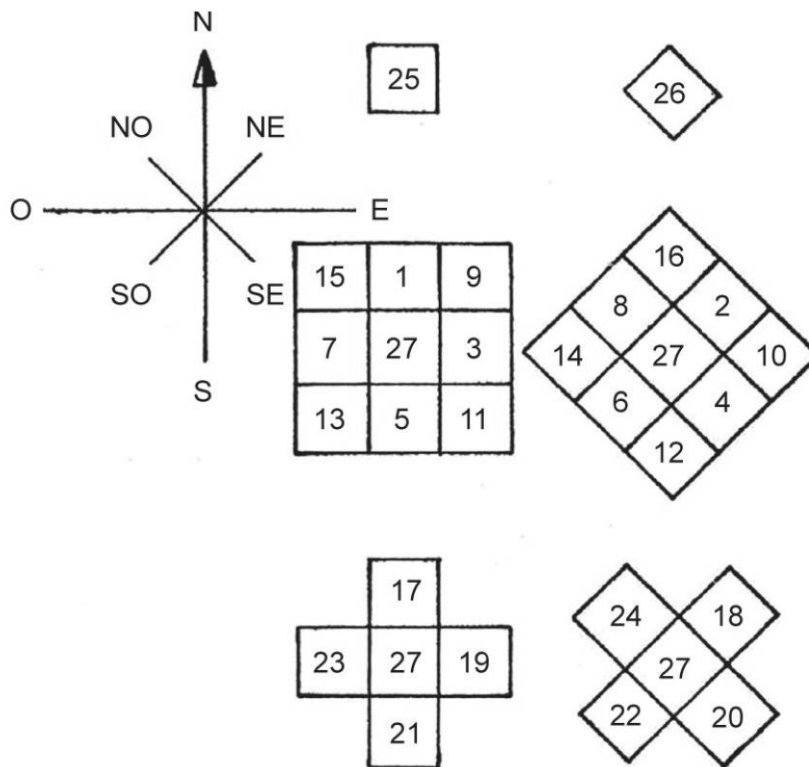


Figure 1.7 Détermination de l'heure de charge maximale

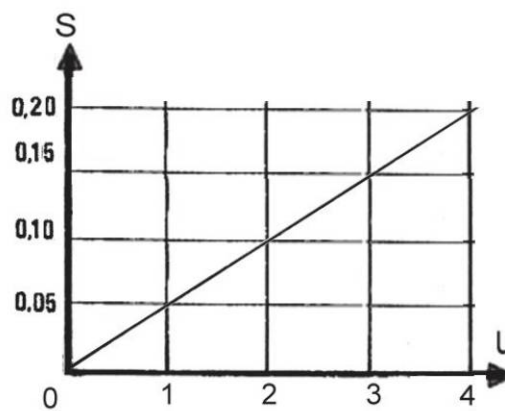


Figure 1.8 Coefficient minorateur (S) en fonction du coefficient de transmission thermique (U)

Tableau 1.9 Valeurs du rayonnement solaire aux différentes latitudes et expositions

orientation des surfaces	VERTICALES						
	NE	E	SE	S	NO	O	SO
Hémisphère Nord (1 ^{er} Août)	Nord Est	Est	Sud Est	Sud	Nord Ouest	Ouest	Sud Ouest
Hémisphère Sud (1 ^{er} Février)	Sud Ouest	Ouest	Nord Ouest	Nord	Sud Est	Est	Nord Est

SURFACES HORIZONTALES
Hémisphères Nord et Sud = H

LATITUDE 20°

	NE		E		SE				H		h
	m	v	m	v	m	v			m	v	
6	180	165	190	170	90	60			20	5	18
7	375	340	485	375	215	175			160	110	17
8	460	395	555	495	310	250			380	315	16
9	410	330	505	440	310	225			560	495	15
10	290	200	375	295	245	155			715	630	14
11	150	65	205	100	140	50			800	720	13
12									825	740	12
h	m	v	m	v	m	v			m	v	
	NO		O		SO				H		

LATITUDE 0°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6											18
7	240	205	245	215	110	80	85	60	65	30	17
8	490	420	490	420	200	145	185	135	280	215	16
9	520	440	480	410	165	105	225	165	490	410	15
10	460	375	375	290	70	35	250	180	650	560	14
11	350	255	200	180			255	190	760	660	13
12	200	100					255	190	785	690	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 30°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	210	190	230	205	110	85			40	15	18
7	380	340	455	405	225	210			190	135	17
8	425	360	565	495	370	290			400	325	16
9	340	260	505	435	380	290	25	5	575	500	15
10	205	120	375	290	330	245	85	25	705	630	14
11	50	10	200	110	235	145	125	50	790	705	13
12					100	30	140	55	820	735	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 10°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	30	25	33	29	15	10	15	10	5		18
7	280	240	300	280	145	105	75	55	100	80	17
8	490	420	525	450	255	180	130	85	340	260	16
9	470	395	500	420	235	145	130	70	540	465	15
10	380	290	380	295	155	60	120	60	695	600	14
11	250	150	205	100	35		110	55	800	700	13
12	100	25					110	50	825	725	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 35°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	245	205	285	240	130	100			55	25	18
7	390	345	485	430	290	225			210	150	17
8	405	340	565	495	395	325			405	335	16
9	310	225	510	435	415	330	75	20	570	495	15
10	160	75	380	290	375	280	150	70	700	615	14
11	5		200	110	280	190	195	105	790	680	13
12					150	70	210	120	805	720	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	265	230	290	270	150	115			65	35	18
7	390	340	495	445	310	250			225	165	17
8	380	310	570	495	420	350	25	5	405	335	16
9	275	190	510	435	445	370	125	55	560	485	15
10	120	40	380	290	415	330	205	120	675	600	14
11	80		200	110	320	235	260	165	750	670	13
12	30				200	170	280	190	780	695	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 45°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	225	180	300	260	210	180			90	50	18
7	285	230	470	410	365	330	75	20	220	180	17
8	260	185	530	460	495	425	175	95	365	290	16
9	145	60	475	400	530	455	270	190	485	410	15
10			365	280	510	430	360	275	620	530	14
11			200	100	445	360	430	345	635	550	13
12					325	235	460	375	655	570	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 60°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	280	250	320	290	170	130			70	45	18
7	390	335	515	460	325	275			235	170	17
8	360	285	575	505	445	380	60	15	405	340	16
9	235	150	505	435	475	405	175	95	535	475	15
10	80	20	375	325	450	335	285	175	650	580	14
11			200	110	400	280	320	230	720	640	13
12					240	160	345	250	740	660	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 50°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	220	180	310	270	220	190			95	55	18
7	270	225	460	400	385	330	80	25	215	150	17
8	230	170	520	450	505	435	190	112	350	275	16
9	120	40	470	395	545	475	300	220	450	375	15
10			355	270	535	460	395	310	530	455	14
11			195	100	470	390	470	390	580	500	13
12					355	265	500	420	595	515	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

LATITUDE 65°

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	240	205	270	240	150	115			80	45	18
7	350	295	480	420	325	270			220	160	17
8	320	245	550	475	455	385	95	30	380	310	16
9	200	105	495	415	500	420	215	130	510	430	15
10	30	5	370	285	490	405	320	230	620	535	14
11			195	95	410	320	380	290	680	590	13
12					285	195	405	315	700	610	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	215	180	325	285	230	195			105	65	18
7	260	225	455	400	385	330	85	30	210	150	17
8	215	160	510	440	510	440	210	140	325	255	16
9	95	25	455	385	550	475	320	245	410	335	15
10			345	265	545	470	425	350	475	400	14
11			190	100	490	420	500	425	520	450	13
12					370	290	520	450	520	450	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

h : heure solaire

m : coefficient de rayonnement solaire absorbé par les parois (W/m^2)

v : coefficient de rayonnement solaire absorbé par les vitrages (W/m^2)

■ Calculs se rapportant à la méthode Airwell

□ Détermination de l'heure où l'apport thermique est maximal

La figure 1.7 correspondant à l'orientation donne le repère « 13 ».

La ligne 13 du tableau 1.8 pour 2 murs exposés S-O donne une charge maximale à 15 heures.

□ Étude des apports par la paroi ouest (repérée A)

Coefficient de transmission du vitrage

Le fabricant (Saint-Gobain) donne $U = 5,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Coefficient de transmission de la partie pleine

Résistance au flux thermique due à la convection (intérieure et extérieure) : $R = 0,17 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$.

Résistance au flux thermique due au béton $R = e/\lambda = 0,2/1,4 = 0,143 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$.

Résistance totale $R = 0,17 + 0,143 = 0,313 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$.

Coefficient de transmission thermique $U = 1/R = 1/0,313 = 3,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Calcul des apports par ensoleillement à travers les vitres

$$R_v = g \times A \times I_v.$$

R_v : quantité de chaleur traversant la vitre du fait de l'ensoleillement.

g : facteur de réduction (tableau 1.6).

A : coefficient d'absorption du vitrage.

I_v : intensité du rayonnement solaire en W/m^2 .

La documentation donne : $g = 0,45$; $A = 1$; $I_v = 415$.

$$\text{D'où : } R_v = 0,45 \times 1 \times 415 = 187 \text{ W}/\text{m}^2.$$

Calcul des apports par ensoleillement à travers le béton

$$R_m = S \times A \times I_m.$$

R_m : quantité de chaleur traversant le mur du fait de l'ensoleillement.

S : facteur de rayonnement en fonction du coefficient de transmission (figure 1.8).

A : coefficient d'absorption.

I_m : intensité du rayonnement solaire en **W/m²**.

La documentation donne : $S = 0,15$; $A = 0,4$; $I_m = 495$.

$$\mathbf{R_m = 0,15 \times 0,4 \times 495 = 29,7 \text{ W/m}^2}.$$

□ Étude des apports par la paroi sud (repérée C)

Par hypothèse, le coefficient de transmission thermique $U = 1,5 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Apport par ensoleillement :

$$\mathbf{R_m = S \times A \times I_m}.$$

D'après la documentation $S = 0,075$; $A = 0,4$; $I_m = 215$.

$$\mathbf{D'où : R_m = 0,075 \times 0,4 \times 215 = 6,45 \text{ W/m}^2}.$$

□ Parois intérieures

Résistance thermique due à la convection (intérieure et extérieure) : $\mathbf{R = 0,24 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}}$.

Résistance thermique due au plâtre : $\mathbf{R = e/\lambda = 0,1/0,5 = 0,2 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) / W}}$.

Résistance totale : $\mathbf{R = 0,24 + 0,2 = 0,44}$.

Coefficient de transmission thermique $\mathbf{U = 1/R = 1/0,44 = 2,27 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

□ Étude des apports par le sol

Résistance au flux thermique due à la convection $\mathbf{R = 0,20 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) / W}}$.

Résistance au flux thermique due à la dalle de béton.

$$\mathbf{R = e/\lambda = 0,07/1,5 = 0,047}.$$

Résistance totale : $\mathbf{R = 0,20 + 0,047 = 0,247 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}}$.

Coefficient de transmission thermique $\mathbf{U = 1/R = 1 / 0,247 = 4 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

□ Étude des apports par le plafond

Résistance au flux thermique due à la convection $R = 0,34 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) / W}$.

Résistance au flux thermique due à la dalle (identique au sol : $R = 0,047$).

Résistance totale $R = 0,34 + 0,047 = 0,387 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) / W}$.

Coefficient de transmission thermique $U = 1/R = 1 / 0,387 = 2,6 \text{ W / (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Tableau 1.10 Récapitulatif de l'étude

LOCAL		Destination : <u>Salle de réunion</u>					
Situation : <u>S.O. étage, Troisième</u>							
Dimensions : <u>10 x 6</u> = <u>60</u> m ² de surface x <u>3,1</u> m de hauteur = <u>186</u> m ³ de volume du local							
CONDITIONS		t° sèche	t° humide	humidité relative	humidité absolue	enthalpie	
● Air extérieur :	<u>32</u> °C	<u>22</u> °C	<u>42</u> %	<u>12,5</u> g/kg	<u>64</u> kJ/kg	● Calculs effectués pour <u>15</u> h	
● Air du local :	<u>22</u> °C	<u>14</u> °C	<u>40</u> %	<u>6,5</u> g/kg	<u>39</u> kJ/kg	● Débit de fuites = _____ m ³ /h	
$\Delta t =$ <u>10</u>		$\Delta r_v =$ <u>6</u>		$\Delta H =$ <u>25</u>			
● Renouvellement d'air		= <u>900</u> m ³ /h					

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
PAROI : désignation et exposition	Dimensions de la paroi	Surface brute de la paroi - m ²	—	$\Delta t_{\text{des t. sèches}}$ °C	Apports par transmission	—	—	Apports par rayonn ^t solaire
	Nombre et dimensions des vitrages	Surface totale des vitrages - m ²	Kv		III - IV - V (W)	: g x A x Iv = Rv		III-VIII (W)
	—	Surface nette de la paroi - m ²	Km		III - IV - V (W)	S x A x Im = Rm		III-VIII (W)
A Ouest	<u>10 x 3,10</u>	<u>31</u>	—	10	—	—	—	—
	<u>2 (3,5 x 1,9)</u>	<u>13,3</u>	<u>5,7</u>		<u>758</u>	<u>0,45 x 1 x 415</u>	<u>187</u>	<u>2467</u>
C. Sud	<u>6 x 3,1</u>	<u>18,6</u>	—	10	—	—	—	—
	—	—	<u>3,2</u>		<u>566</u>	<u>0,15 x 0,4 x 495</u>	<u>29,7</u>	<u>526</u>
B	<u>10 x 3,1</u>	<u>31</u>	—	5	—	—	—	—
	—	<u>31</u>	<u>227</u>		<u>352</u>	—	—	—
D	<u>6 x 3,1</u>	<u>18,6</u>	—	5	—	—	—	—
	—	<u>18,6</u>	<u>227</u>		<u>211</u>	—	—	—
Plafond	<u>10 x 6</u>	<u>60</u>	—	5	—	—	—	—
	—	<u>60</u>	<u>2,6</u>		<u>760</u>	—	—	—
Sol	<u>10 x 6</u>	<u>60</u>	—	—	—	—	—	—
	—	<u>60</u>	<u>4</u>		<u>1200</u>	—	—	—
APPORTS DE CHALEUR SENSIBLE					Total par transmission	<u>4146</u>	W	
					Total par rayonnement solaire			<u>3133</u> W
					Occupants : nombre <u>30</u> x W/personne <u>82</u> = <u>2460</u>			
					Appareils électriques : Watts dissipés <u>2000</u> = <u>2000</u>			
					ch dissipés _____ x 750 = _____			
					Sources diverses : <u>Eclairage</u> <u>30 x 60</u> W = <u>1800</u>			
					Renouvellement d'air : Δt <u>10</u> x m ³ /h <u>900</u> x 0,33 = <u>2970</u>			
					(1) CHARGE CALORIFIQUE SENSIBLE = <u>16509</u> W			
APPORTS DE CHALEUR LATENTE					Occupants : nombre <u>30</u> x W/personne <u>49</u> = <u>1470</u>			
					Sources diverses : eau en g/h _____ x 0,7 = _____			
					Renouvellement d'air : Δr_v <u>6</u> x m ³ /h <u>900</u> x 1,2 x 0,7 = <u>4536</u>			
					(2) CHARGE CALORIFIQUE LATENTE = <u>6006</u> W			
					CHARGE CALORIFIQUE TOTALE (1) + (2) = <u>22515</u> W			

■ Conclusion

La méthode simplifiée de **Carrier** donne une puissance à installer de **17 685 W**, la méthode **Airwell** qui tient compte de plus de paramètres donne **22 515 W**.

Si on retient le modèle **Airwell 752**, en condensation à air, la puissance garantie est de **20 645 W** et en condensation à eau la puissance garantie est de **22 440 W**.

Tableau 1.11 Sélection de l'équipement (Doc. Airwell)

Airwell

CENTRALES AUTONOMES DE CLIMATISATION

PACKAGED AIR CONDITIONERS

Formule « VERTICALE »

« VERTICAL » Type

Rafraîchissement

Cooling

Filtration

Filtering

Déshumidification

Dehumidification

Diffusion de l'air

Air is distributed

Ventilation

Ventilation

par grilles de soufflage

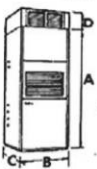
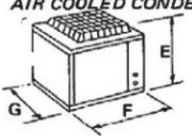
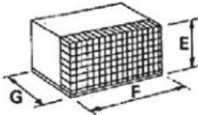
through blowing grilles

Chauffage

Heating

ou réseau de gaines

or a duct system

CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES MAIN CHARACTERISTICS		352		552		652		752		852		1052		1552		2 252									
		AO	AR	AO	AR	AO	AR	AO	AR	AO	AR	AO	AR	AO	AR	AO	AR								
TYPE DE CONDENSATION CONDENSATION		Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air	Eau Water	Air Air								
PUISANCE FRIGORIFIQUE Nominale * W Nominal COOLING CAPACITY * BTU/hr		10 465 36 000	9 185 31 600	17 440 60 000	15 280 52 500	21 085 72 550	17 640 60 700	22 440 77 200	20 645 71 000	28 760 98 950	24 330 83 700	34 300 118 000	30 285 104 200	44 420 152 800	41 975 144 400	66 420 228 500	62 770 215 950								
DÉBIT D'AIR TRAITE TOTAL AIR FLOW		m ³ /h	2 000	2 000	3 300	3 300	4 000	4 000	4 800	5 100	5 100	6 600	6 600	9 900	9 900	14 500	14 500								
MOTEUR AIR TRAITE FAN MOTOR		CV HP	0,5	0,5	0,75	0,75	0,75	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	3	3	5	5								
ALIMENTATION ÉLECTRIQUE POWER SUPPLY		3 ~ 50 Hz - 220 V * ou 380 V + N + * NON COUPLABLE NOT INTERCHANGEABLE * 3 ~ 220 V Installation réglementée en FRANCE																							
PUISANCE ABSORBÉE NOMINALE NOMINAL POWER INPUT		KW	3,5	4	5,2	6	6,9	7,9	8,2	9,4	10	10	12	16	19	25	29								
CHAUFFAGE ÉLECTRIQUE ELECTRICAL HEATING		KW BTU/hr	9 30 960	9 30 960	12 41 280	12 41 280	6 x 2 41 280	6 x 2 41 280	6 + 12 61 920	6 + 12 61 920	6 + 12 61 920	6 + 12 61 920	6 + 12 61 920	12 x 2 82 560	18 x 2 123 840	18 x 2 123 840	15 x 3 154 800								
CHAUFFAGE À L'EAU CHAUDE HOT WATER HEATING (Air/Air : 20°C - Eau/Water : 90/80°C)		KW BTU/hr	13,5 46 400	13,5 46 400	20,2 69 500	20,2 69 500	22,8 78 400	22,8 78 400	26,95 92 700	26,95 92 700	27,9 95 000	27,9 95 000	40,4 139 000	40,4 139 000	60,4 207 800	60,4 207 800	93 320 000								
EAU DE REFRIGÉRISSMENT COOLING WATER CONSUMPTION (Pression minimale/Minimal pressure : 1 bar)		l/h	700		1 000		1 400		1 500		1 700		2 000		3 000		4 500								
DIMENSIONS ET POIDS SIZES AND WEIGHTS																									
	A mm	1 400		1 750		1 980		1 980		1 980		1 980		2 085		2 284									
	B mm	1 000		1 000		900		1 200		1 200		1 200		1 790		1 900									
	C mm	430		560		600		600		600		600		750		888									
	D mm	400		400		350		350		350		350		350		350									
Poids net / Net KG		163	154	222	204	301	271	361	282	379	333	496	425	583	518	853	750								
Poids emballé (carton) / Packed (carton packing) KG		169	160	231	213	311	281	371	302	389	343	536	465	643	568	923	883								
VENTILO CONDENSEUR A AIR AIR COOLED CONDENSER		UC33	UC53	UC33 (2)	UC72	UC33 + UC53	UC53 (2)	UC72 (2)	UC72 (3)																
	UC33	CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES MAIN CHARACTERISTICS																							
	UC53																								
	UC72																								
● Alimentation électrique ● Power supply		1 ~ 220 V - 50 Hz																							
● Débit d'air ● Air flow		m ³ /h																							
● Dimensions ● Sizes																									
● Poids Net / Emballé (carton) ● Net / Packed (carton packing)		kg																							

Ce modèle « **Airwell 752** » convient donc pour ce projet. Cette armoire peut être à condensation à air ou à eau.

1.5 Les degrés-jours unifiés (DJU)

1.5.1 Préambule

La notion de **DJU** est familière aux spécialistes du chauffage, elle l'est moins en ce qui concerne les spécialistes du génie climatique.

Avec l'apparition des pompes à chaleur (PAC) réversibles, des systèmes VRV polyvalents (chauffage et refroidissement), des PAC haute température etc., la frontière entre le chauffage et la climatisation s'estompe.

Cette notion de **DJU** doit donc devenir familière à tous les thermiciens.

1.5.2 Définition

Un degré jour unifié (**DJU**) correspond à l'écart moyen de un degré sur 24 heures entre l'intérieur et l'extérieur d'un bâtiment ou d'une habitation.

■ Exemple

La température intérieure du bâtiment chauffé est de **18 °C**. Sur **24 heures**, la température moyenne extérieure a été de **-5 °C**, le nombre de **DJU** correspondant à cette journée est donc de **18 - (-5) = 23 DJU**.

Une saison de chauffe est traditionnellement de **232 jours**.

Une détermination rapide des degrés-jours pour un site donné est possible à partir de la courbe des fréquences cumulées, dite aussi courbe des températures classées de ce site.

Le document de base pour l'établissement de cette courbe est l'histogramme des températures moyennes journalières dont un exemple est donné en figure 1.9.

Le nombre des degrés-jours correspond à l'intégrale de l'histogramme.

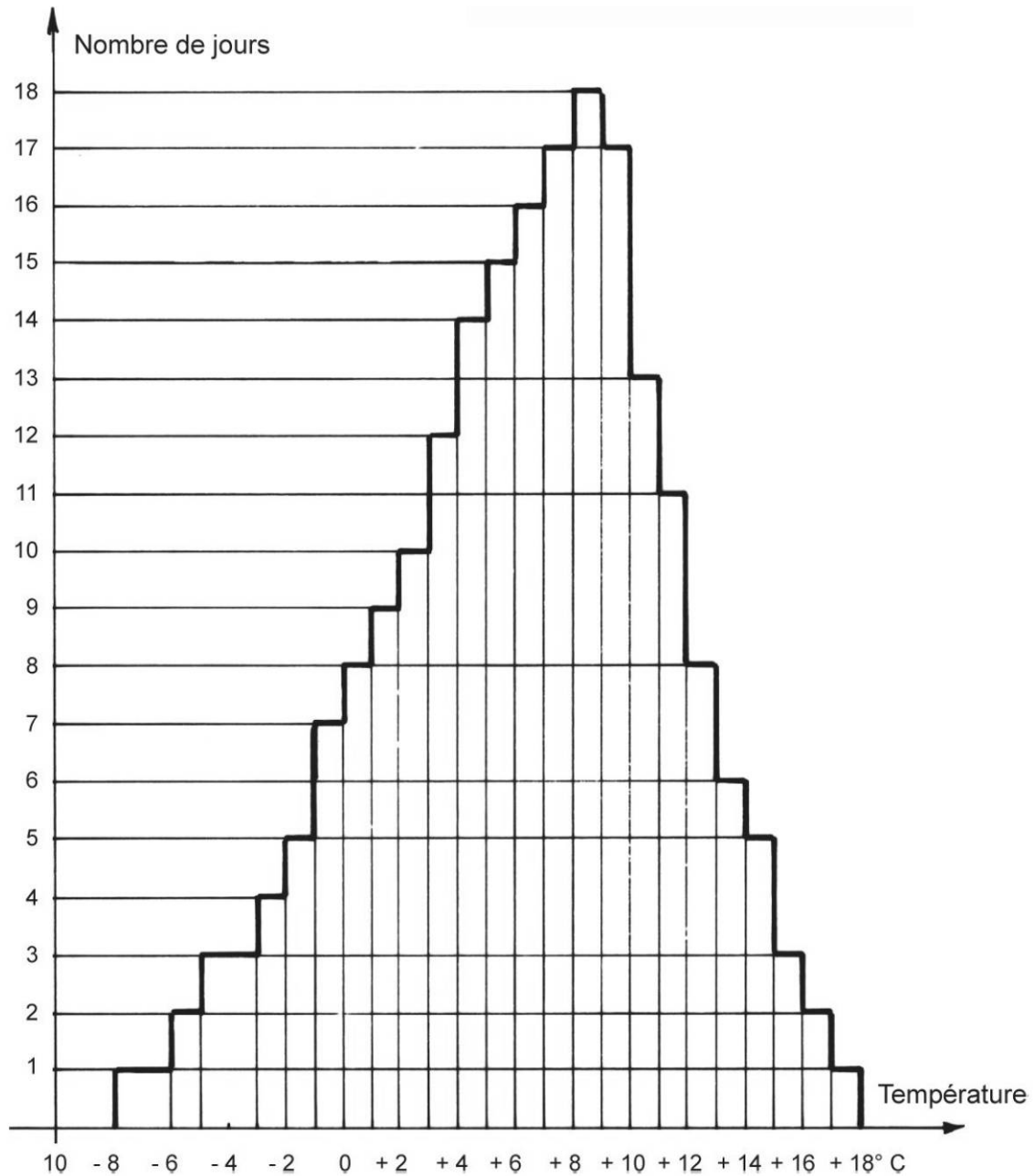


Figure 1.9 Histogramme des températures journalières d'un site donné correspondant à une saison de chauffe

1.5.3 Intérêt des DJU

■ Exemple 1 - Chauffage d'un pavillon

Le calcul des déperditions a donné **10,2 kW** pour une température intérieure de **+18 °C**. et une température extérieure minimale de **-8 °C**.

Le volume chauffé du pavillon est de **350 m³**.

Les besoins de chauffage ramenés à **1 m³ et à un degré d'écart** entre l'extérieur et l'intérieur sont donc :

$$G = \frac{P}{V \times \Delta\theta} = \frac{10\,200}{350 \times [18 - (-5)]} = \frac{10\,200}{8\,050} = 1,27 \frac{W}{m^3 \times ^\circ C}$$

Ce pavillon est initialement chauffé au fioul.

Le coût du chauffage devenant prohibitif, une étude est demandée concernant le remplacement de la chaudière au fioul par une **pompe à chaleur (PAC) haute température air-eau**.

À partir de mesures effectuées sur la chaudière, son rendement est déterminé et il en ressort que la combustion d'un litre de fioul donne approximativement une énergie utile de **10 kWh**.

L'intégrale de l'histogramme des températures moyennes donne **2 500 DJU**.

Calcul de l'énergie de chauffage nécessaire pour toute la période de chauffe :

Énergie nécessaire pour un DJU :

$$W = G \times V \times 24 \times 3\,600 = 1,27 \times 350 \times 24 \times 3\,600 \\ = 38\,404\,800 \text{ joules} = 38\,404,8 \text{ kJ.}$$

Un kilowattheure = 3 600 kilojoules

$$W = 38\,404,8 / 3\,600 = 10,668 \text{ kWh.}$$

Énergie totale nécessaire pour toute la saison de chauffe :

$$10,668 \times 2\,500 = 26\,670 \text{ kWh.}$$

Dans l'hypothèse d'un effet utile de **10 kWh** par litre de fioul, la consommation annuelle de fioul est donc de $26\,670 / 10 = \mathbf{2\,667\text{ litres}}$.

Si on prend l'hypothèse de 0,8 euro le litre de fioul, le coût annuel du chauffage est donc de **2 134 euros**.

Un fabricant de pompe à chaleur air-eau haute température propose une machine dont l'efficacité énergétique moyenne pour cette application est de 3.

Ce ratio énergétique est souvent appelé **COP**.

L'énergie électrique alors nécessaire pour une période de chauffe est alors de :

$$26\,670 / 3 = \mathbf{8\,890\text{ kWh}}$$

Considérons un coût du kWh électrique de 0,1 euro.

Le coût du chauffage pour le client serait alors $\mathbf{8\,890 \times 0,1 = 889\text{ euros}}$.

Économie annuelle sur les dépenses de chauffage :

$$2\,134 - 889 = \mathbf{1\,245\text{ euros}}$$

Le devis se rapportant au remplacement de la chaudière par une PAC air-eau est de **12 500 euros**.

Le temps de retour serait alors :

$$12\,500 / 1\,245 = \mathbf{10\text{ années}}$$

Tout restant égal par ailleurs, considérons à présent que ce pavillon soit chauffé électriquement.

La dépense de chauffage pour une saison de chauffe serait alors :

$$26\,670 \times 0,1 = \mathbf{2\,667\text{ euros}}$$

Si en lieu et place de ce chauffage électrique on installe la PAC ci-dessus, le gain financier annuel serait alors :

$$2\,667 - 889 = \mathbf{1\,778\text{ euros}}$$

Cette dernière hypothèse est peu réaliste, la PAC air-eau ne convenant plus, étant donné que, en chauffage électrique, on ne dispose pas d'un circuit hydraulique. Il conviendrait alors de s'orienter vers une PAC air-air avec gaines ou, ce qui serait plus réaliste, vers une technologie split-system réversible.

Nota

Les ratios ci-dessus ne donnent qu'un ordre de grandeur, le prix des différentes énergies étant variable, le coût de la pompe à chaleur pour une puissance donnée étant aussi variable en fonction du fabricant, de sa technologie, de sa régulation, etc.

Par ailleurs, le montant de l'investissement se rapportant à la PAC est à minorer du fait des crédits d'impôt s'appliquant à ces pompes à chaleur air-eau.

■ Exemple 2

Suivi des consommations :

Le siège d'une société consiste en un bâtiment à usage de bureaux.

Ce bâtiment est chauffé à partir d'une chaufferie au fioul.

Les techniciens assurant la maintenance du site sont chargés du suivi des consommations au regard des DJU.

Année 2012-2013 :

Consommation de fioul : **260 m³**.

DJU correspondant : **2 700**.

Année 2013-2014 :

Consommation de fioul : **285 m³**

DJU correspondant : **2 550**.

L'hiver **2013-2014** a donc été moins rigoureux que l'hiver précédent, or la consommation de fioul a été supérieure. Il y a donc là une anomalie flagrante.

Causes possibles :

- ▶ mauvais rendement de la chaudière, (mauvais réglage, mauvaise maintenance, vétusté...) ;
- ▶ régulation défectueuse ;
- ▶ comportement anormal des occupants (ouverture intempestive des fenêtres, surchauffe de différents bureaux...) ;
- ▶ dégradation des huisseries (renouvellement d'air parasite important...) ;
- ▶ renouvellement d'air neuf excessif ;
- ▶ etc.

Il appartient naturellement aux techniciens de rechercher la cause de cette surconsommation... et de suggérer les remèdes à apporter!

Par ailleurs, si on considère 2 bâtiments identiques et de mêmes caractéristiques thermiques, les consommations de chauffage dépendent du lieu géographique. Ainsi, par exemple, les consommations seront doubles à Annemasse comparativement à Nice (figure 1.10).

Les courbes de degrés-jours sont fournies par Météo France.

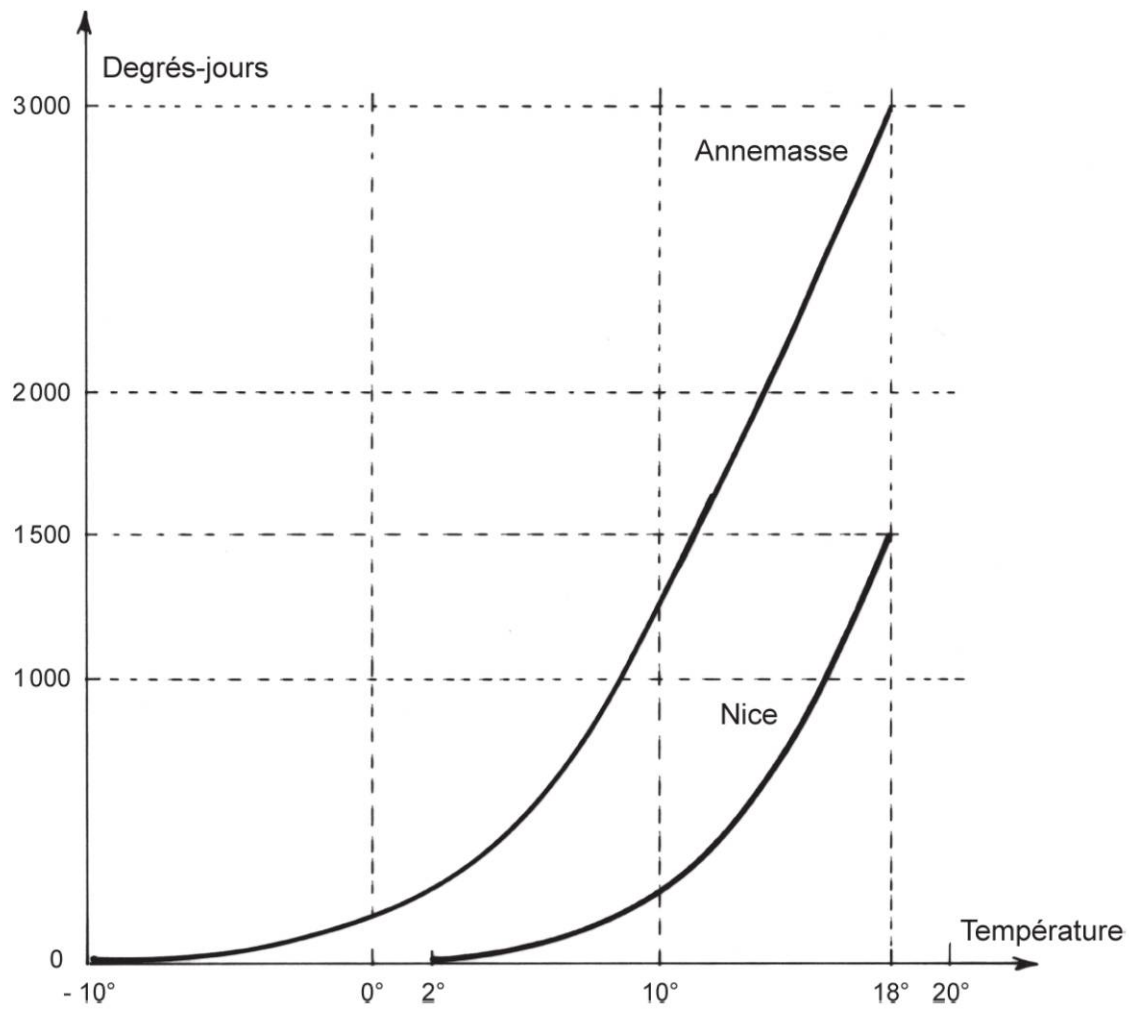


Figure 1.10 Courbes des degrés-jours pour 2 villes différentes

2

Psychrométrie

2.1 Notions de confort

Le confort est une notion subjective. Une ambiance donnée peut satisfaire un individu et pas un autre. En effet, le confort dépend de nombreux facteurs en dehors de l'ambiance elle-même. Ces facteurs sont : la santé, l'âge, la façon dont on est vêtu, les habitudes, l'état psychologique du moment, etc.

Il est donc presque utopique d'espérer satisfaire la totalité des individus se trouvant dans une même enceinte climatisée. Dans la littérature spécialisée, à partir de diagrammes psychrométriques, on trouve des zones de confort « été » et « hiver » (figure 2.1).

Les zones 1 et 2 de la figure 2.1 sont très inconfortables du fait de l'excès d'eau. Ce type d'ambiance est en plus propice au développement des champignons et des moisissures.

La zone 3 tend à provoquer le dessèchement des muqueuses, elle est donc aussi inconfortable.

Le polygone 4 correspond à la zone de confort « été ».

Le polygone 5 correspond à la zone de confort « hiver ».

En fonction des auteurs, les polygones 4 et 5 peuvent différer légèrement. En effet, en fonction des habitudes, du climat, etc., une même ambiance peut-être ressentie différemment par une population donnée.

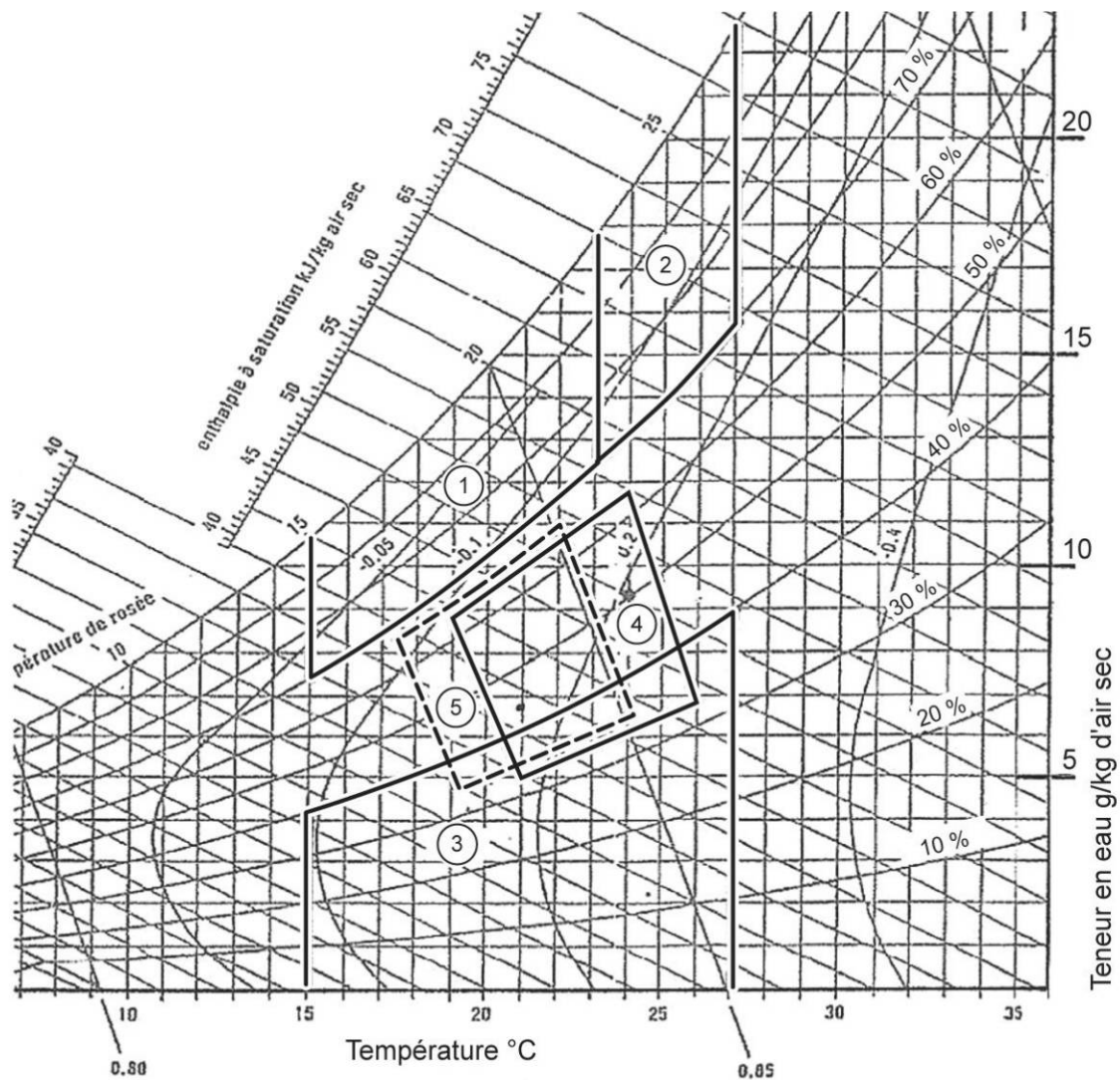


Figure 2.1 Diagramme représentant les zones de confort

■ Quelques éléments sur le métabolisme et les échanges thermiques avec l'environnement

Le corps humain est le siège d'un métabolisme qui est un phénomène chimique exothermique. La chaleur due à ce métabolisme doit être évacuée afin que la température interne du corps soit stabilisée à environ 37 °C.

Cette chaleur est évacuée par convection, conduction (très peu), par évaporation de la sueur au niveau de l'épiderme, par rayonnement et enfin par l'air expiré. Le transfert par évaporation est le plus efficace.

Pour maintenir l'équilibre thermique du corps, l'organisme a recours aux glandes sudoripares. La sueur se répandant sur le corps est ensuite évaporée.

La chaleur latente est donnée par la formule $L_v = 2\,538 - 2,9 t$.

La chaleur évacuée par un kilogramme de sueur à environ 30 °C est donc :

$$L_v = 2\,538 - (2,9 \times 30) = 2\,451 \text{ kJ.}$$

Le rôle de la climatisation est de permettre à l'organisme d'évacuer la chaleur en excès due au métabolisme sans qu'il faille recourir à la sudation.

2.2 Étude de cas particuliers

Considérons un air dont les caractéristiques physiques sont les suivantes :

■ Hypothèse 1

- ▶ Température sèche = 22 °C.
- ▶ Hygrométrie relative = 100 %.

La chaleur ne peut être évacuée que par convection et par l'air expiré. L'air étant saturé, l'évacuation de la chaleur par évaporation est impossible. Cette ambiance est très inconfortable.

■ Hypothèse 2

- ▶ Température sèche = 40 °C.
- ▶ Hygrométrie relative = 15 %.

La chaleur ne peut être évacuée qu'à partir de la sudation, l'air étant ici relativement sec, l'inconfort n'est pas forcément patent.

■ Hypothèse 3

- ▶ Température sèche = 40 °C.
- ▶ Hygrométrie relative = 100 %.

Cet air n'est pas viable, la chaleur ne pouvant être évacuée ni par convection ni par évaporation de la sueur.

Considérons enfin un air dont la teneur en oxygène est insuffisante, il y a alors un risque de mort par anoxie.

2.3 Généralités sur l'air atmosphérique

L'atmosphère est un mélange de gaz et de particules qui entourent notre planète. L'atmosphère est si mince qu'on peut présenter son épaisseur relativement à la Terre comme la pelure d'une pomme comparativement à l'ensemble du fruit. C'est la force d'attraction qui retient l'atmosphère autour du globe.

L'atmosphère a les rôles principaux suivants :

- ▶ permettre la vie du monde animal par l'oxygène qu'elle contient,
- ▶ garantir une température compatible avec la vie à la surface de la Terre par la chaleur que ses gaz retiennent,
- ▶ stopper les rayonnements solaires nocifs.

Tableau 2.1 Composition actuelle de l'atmosphère près de la surface de la Terre

Gaz	Proportion
Azote (N_2)	78 %
Oxygène (O_2)	21 %
Argon (A)	0,93 %
Vapeur d'eau (H_2O)	0-4 %
Dioxyde de carbone (CO_2)	0,033 %
Néon (Ne)	0,0018 %
Krypton (Kr)	0,000114 %
Hydrogène (H)	0,00005 %
Oxyde d'azote (N_2O)	0,00005 %
Xénon (Xe)	0,0000087 %
Ozone (O_3)	0-0,000001 %



41

La vapeur d'eau est donc en quantité très variable dans l'atmosphère, et elle est généralement invisible. On dit que l'air atmosphérique est « humide ».

L'atmosphère peut contenir de l'eau sous les formes suivantes :

- ▶ microgouttelettes, il s'agit alors de brouillard,
- ▶ de neige,
- ▶ de glace.

La pression atmosphérique est rapidement décroissante avec l'altitude. La moitié de la masse de l'atmosphère se trouve dans les premiers kilomètres d'altitude. Il faut s'élever à 90 km pour atteindre 90 % de la masse totale de l'atmosphère.

2.4 Principales grandeurs physiques de l'air

■ Température sèche – Symbole t_s

C'est la température mesurée par un thermomètre dit « sec », elle s'exprime en degrés Celsius (°C). La température sèche peut être assimilée à un niveau d'énergie.

■ Température humide – Symbole t_h

Cette température s'obtient en saturant l'air adiabatiquement. Pratiquement, en entourant l'élément sensible d'un thermomètre classique d'une ouate imprégnée d'eau et en soumettant ce thermomètre à un courant d'air, on obtient la température humide de l'air. L'unité de mesure est le °C.

$$T_s \geq T_h$$

Plus l'air est sec et plus l'écart est important entre les températures sèches et humides. Dans l'hypothèse où l'air est saturé, l'eau ne pouvant s'évaporer, la température sèche est égale à la température humide.

Sur la figure 2.3, la température sèche est de 26 °C et la température humide est de 15 °C.

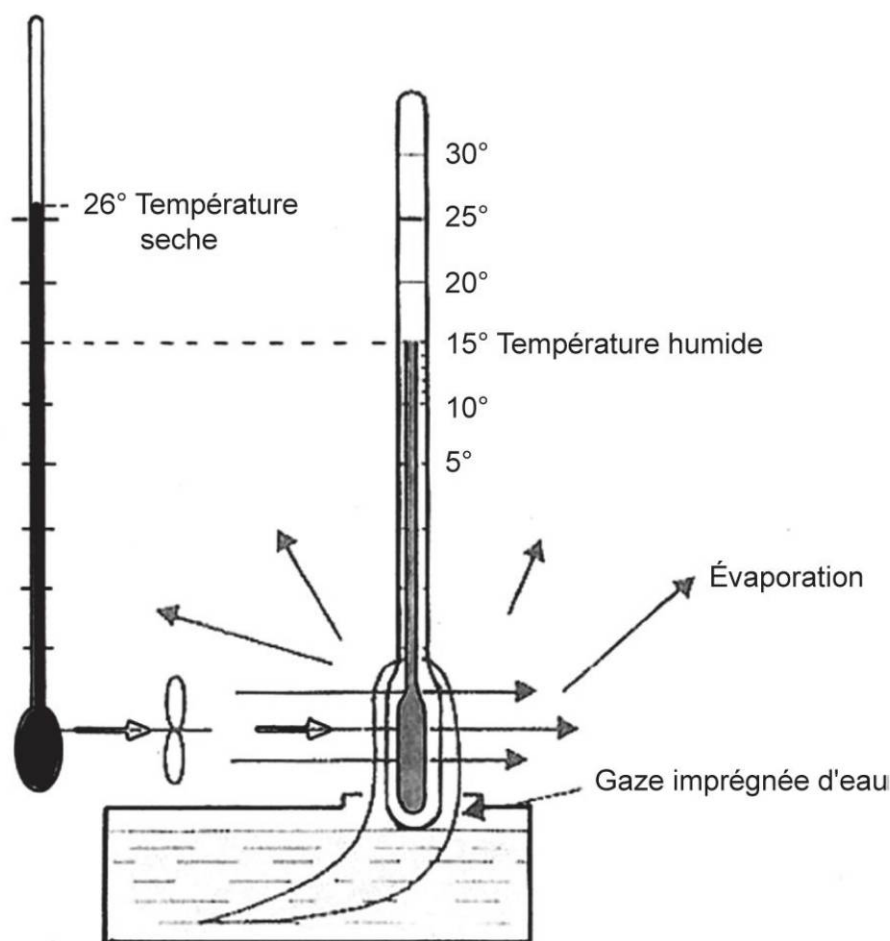


Figure 2.3 Principe de la mesure de la température humide

Cet air est relativement sec : son hygrométrie relative est de 30 %.

■ Température de rosée – Symbole t_r

La température de rosée s'obtient en saturant l'air en le refroidissant à poids d'eau constant. L'unité de mesure est le °C.

$t_s > t_h > t_r$ sauf dans l'hypothèse d'un air saturé où les 3 températures sont égales.

Un faisceau lumineux est réfléchi sur un miroir plan par une plaque en laiton argenté. La plaque de laiton est progressivement refroidie. A l'instant où se produit un début de condensation sur la plaque de laiton, le faisceau n'est plus réfléchi, la température mesurée par le thermocouple donne alors la température de rosée de l'air analysé.

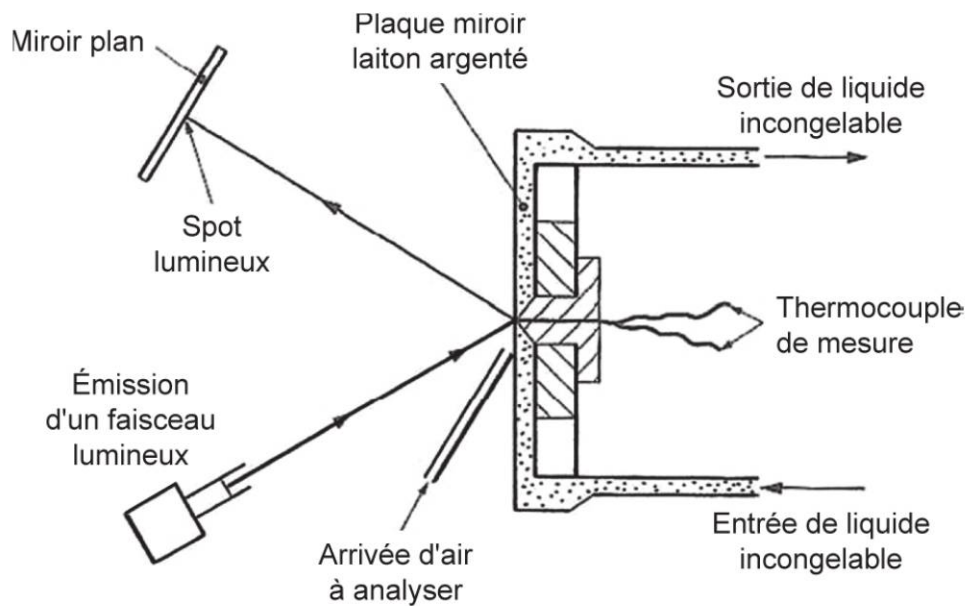


Figure 2.4 Schéma de principe d'un thermomètre à point de rosée

■ Enthalpie – Symbole H

L'enthalpie caractérise l'énergie thermique par kilogramme d'air. L'unité de mesure est le **kJ/kg d'air**. Dans les diagrammes psychrométriques, l'air à **0 °C** et sec a pour enthalpie **0**, il s'agit donc d'une échelle relative.

■ Humidité relative encore appelée hygrométrie relative – Symbole φ

L'hygrométrie relative est le rapport de la masse de la vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec à la masse de la vapeur d'eau contenue dans ce même kilogramme d'air saturé à la même température.

L'hygrométrie relative s'exprime en %.

$$\varphi = \frac{\text{poids d'eau/kg d'air sec}}{\text{poids d'eau/kg d'air saturé à la même température}}$$

■ Hygrométrie spécifique encore appelée hygrométrie absolue – Symbole W

C'est la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec. L'hygrométrie absolue s'exprime en kilogramme ou en gramme d'eau par kilogramme d'air sec.

■ Volume spécifique – Symbole v

C'est le volume occupé par un kilogramme d'air. Il s'exprime en m^3/kg d'air.

■ Masse volumique – Symbole ρ (rhô)

C'est la masse d'un mètre cube d'air. La masse volumique est l'inverse du volume spécifique. Elle s'exprime en kg/m^3 d'air.

■ Influence de l'altitude

Les diagrammes psychrométriques regroupent toutes les grandeurs physiques décrites ci-dessus. La plupart des diagrammes donne les grandeurs physiques pour une pression atmosphérique de **101 300 Pa** (pression au niveau de la mer).

Certaines grandeurs physiques sont influencées par l'altitude, il s'agit en l'occurrence de l'hygrométrie relative et du volume spécifique. Il existe des diagrammes psychrométriques donnant toutes les grandeurs physiques aux différentes altitudes : **500 m, 1 000 m**, etc.

Remarque

La vapeur d'eau contenue dans l'air a sa pression propre, la pression atmosphérique résulte de la somme des pressions partielles (loi de Dalton des gaz parfaits).

Certains diagrammes psychrométriques comportent une échelle donnant la pression de la vapeur d'eau. Cette tension partielle de la vapeur d'eau est en corrélation avec le poids d'eau contenu dans l'air de sorte qu'il est possible de calculer l'hygrométrie relative de l'air à partir du rapport des poids d'eau ou du rapport des tensions partielles de la vapeur d'eau.

□ Exemple

Calculons l'hygrométrie relative à partir des tensions partielles de la vapeur d'eau et des hygrométries absolues.

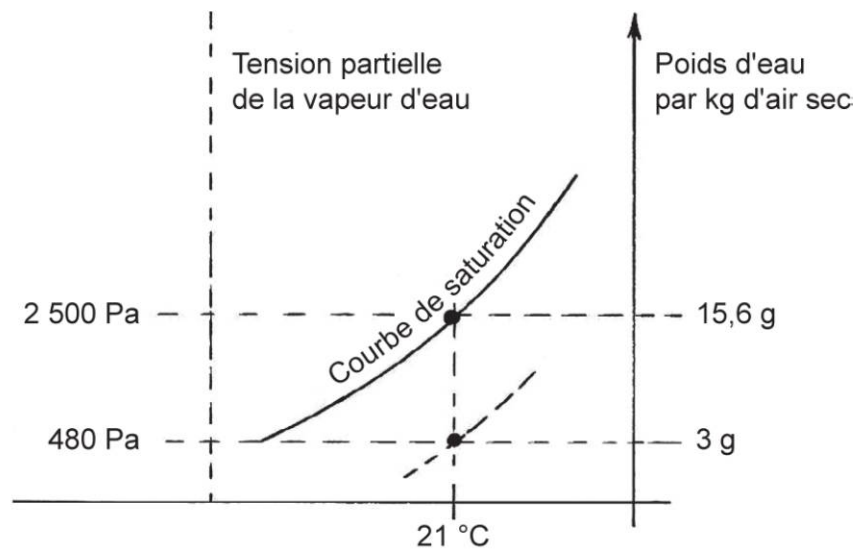


Figure 2.5 Analogie entre l'hygrométrie absolue et la tension partielle de la vapeur d'eau

Calcul de l'hygrométrie relative à partir des poids d'eau :

$$\varphi = 3/15,6 = 19 \, \%$$

Calcul de l'hygrométrie relative à partir des pressions partielles de la vapeur d'eau :

$$\varphi = 480/2\,500 = 19 \, \%$$

À partir de la connaissance de 3 voire de 2 grandeurs physiques, il est possible de connaître toutes les autres grandeurs physiques de l'air.

2.5 Le diagramme psychrométrique – Mode d'emploi

■ Généralités

Il existe des diagrammes psychrométriques de différents auteurs, ne présentant que peu de différences.

Le plus utilisé actuellement est le diagramme qui a pour abscisse la température (en °C) et pour ordonnée l'hygrométrie absolue (en kg d'eau par kg d'air sec).

Comme certaines grandeurs physiques sont influencées par la pression atmosphérique, un diagramme psychrométrique doit toujours être défini sur la base d'une pression atmosphérique donnée.

■ Différentes zones du diagramme psychrométrique

La figure 2.6 donne les zones d'un diagramme psychrométrique :

Zone 1 : Air non saturé.

Courbe 2 : séparation des zones comportant un air non saturé et un air sursaturé. Cette courbe est appelée courbe de saturation.

Zone 3 : Air saturé plus de l'eau en suspension (brouillard), on parle d'air sursaturé.

Zone 4 : Air saturé plus de l'eau en suspension. La température étant négative, l'eau est cristallisée (neige ou grêlons).

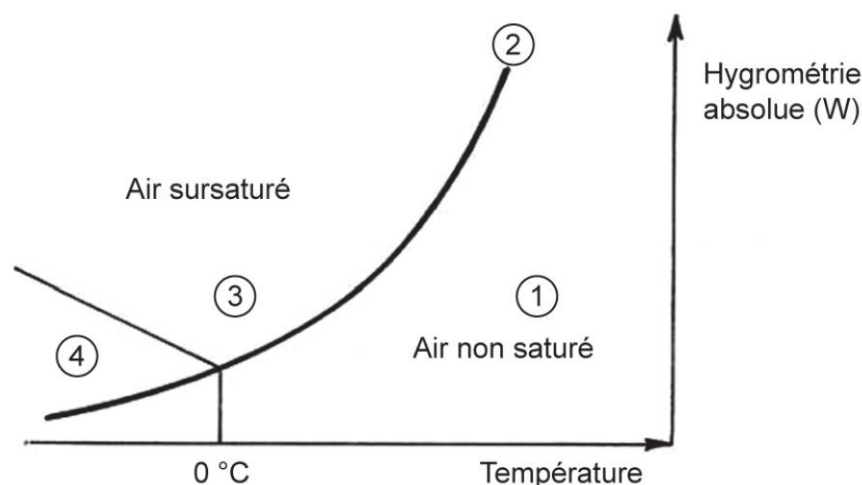


Figure 2.6 Différentes zones spécifiques d'un diagramme psychrométrique

■ Grandeurs physiques dans la zone de sursaturation

La partie du diagramme à gauche de la courbe de saturation (figure 2.7) correspond à un air sursaturé. La vapeur d'eau en excès se condense pour former du brouillard. Pour l'air sursaturé figuré au point A, les grandeurs physiques évoluent comme indiqué par les flèches.

$\Delta W = W_A - W_S$ représente la quantité d'eau incorporée à l'air saturé sous forme de fines gouttelettes de liquide, formant ainsi le brouillard.

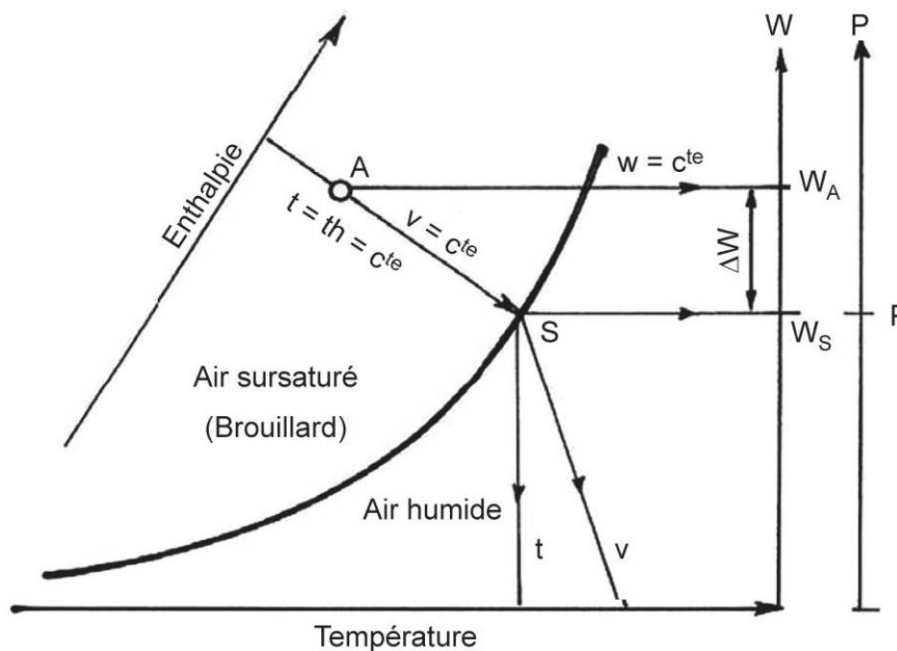


Figure 2.7 Grandeurs physiques dans la zone de saturation

■ Représentation des principales grandeurs physiques dans un diagramme psychrométrique

La figure 2.8 donne les principales grandeurs physiques dans un diagramme psychrométrique.

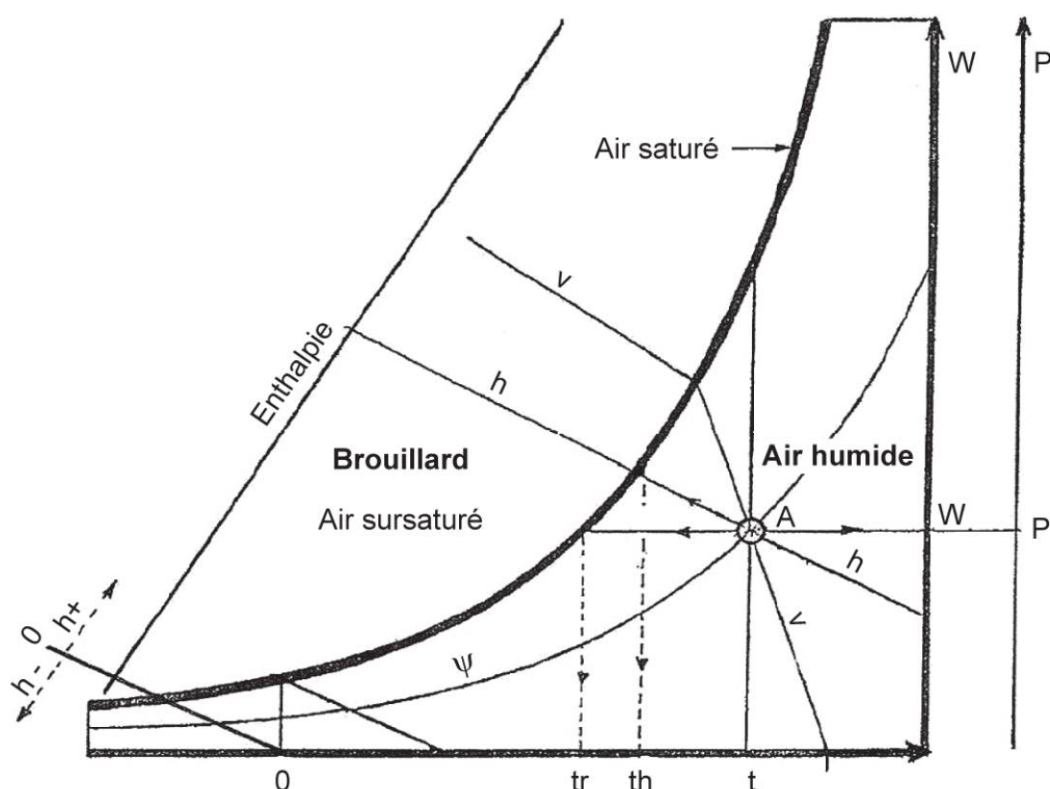


Figure 2.8 Principales grandeurs psychrométriques dans un diagramme de l'air humide

t : température sèche (en $^{\circ}\text{C}$) ; **th** : température humide (en $^{\circ}\text{C}$) ; **tr** : température de rosée (en $^{\circ}\text{C}$) ; **ϕ** : hygrométrie relative (en %) ; **W** : hygrométrie absolue (en kilogrammes d'eau par kilogramme d'air sec) ; **v** : volume spécifique (en mètres cubes par kilogramme d'air) ; **H** : enthalpie (en kilojoules par kg d'air).

2.6 Différentes évolutions psychrométriques de base

■ évolutions de l'air en chauffage

  tat initial : $t_s = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $W = 3\text{ g/kg d'air sec}$.

  tat final : $t_s = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

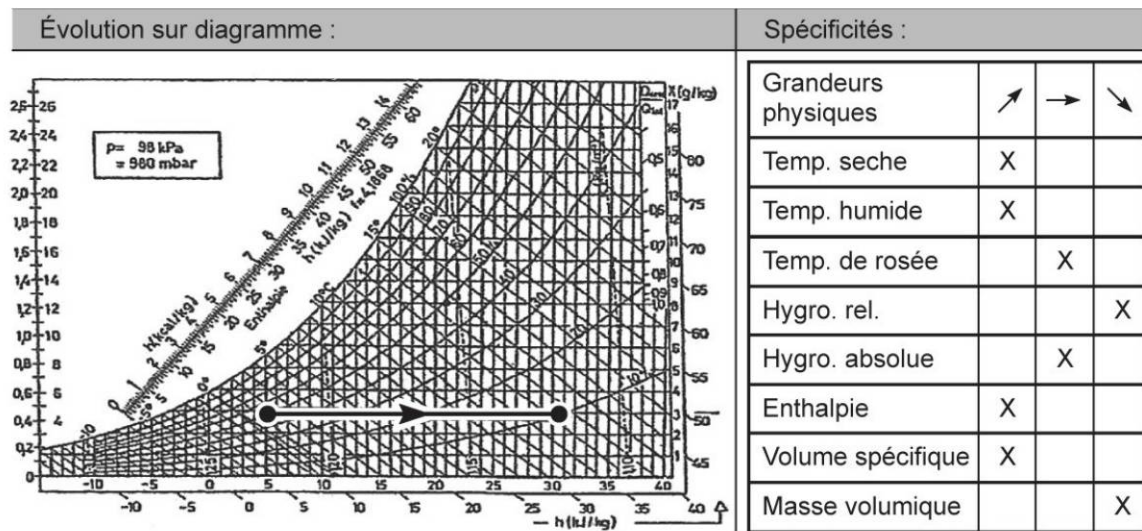


Figure 2.9 Évolutions psychrométriques en chauffage

■ Évolutions de l'air en refroidissement sans perte d'eau

État initial : $t_s = 30\text{ °C}$, $W = 6\text{ g/kg}$ d'air sec.

État final : $t_s = 15\text{ °C}$.

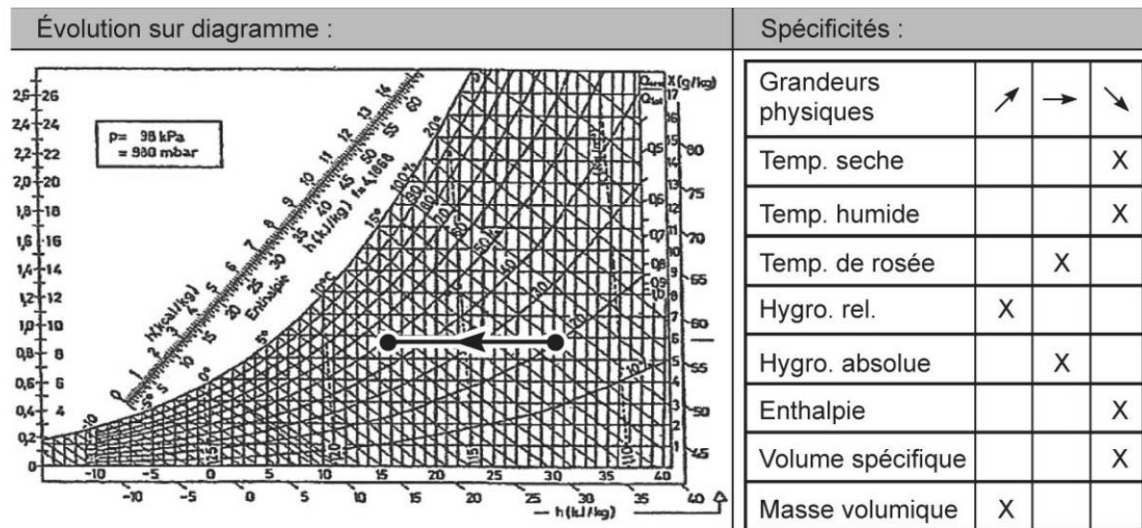


Figure 2.10 Évolutions psychrométriques en refroidissement sans condensation

■ Évolution de l'air en refroidissement avec perte d'eau

État initial : $t_s = 30\text{ °C}$, $W = 7\text{ g/kg}$ d'air sec.

État final : $t_s = 4\text{ °C}$, $t_r = 4\text{ °C}$ (la batterie est supposée parfaite).

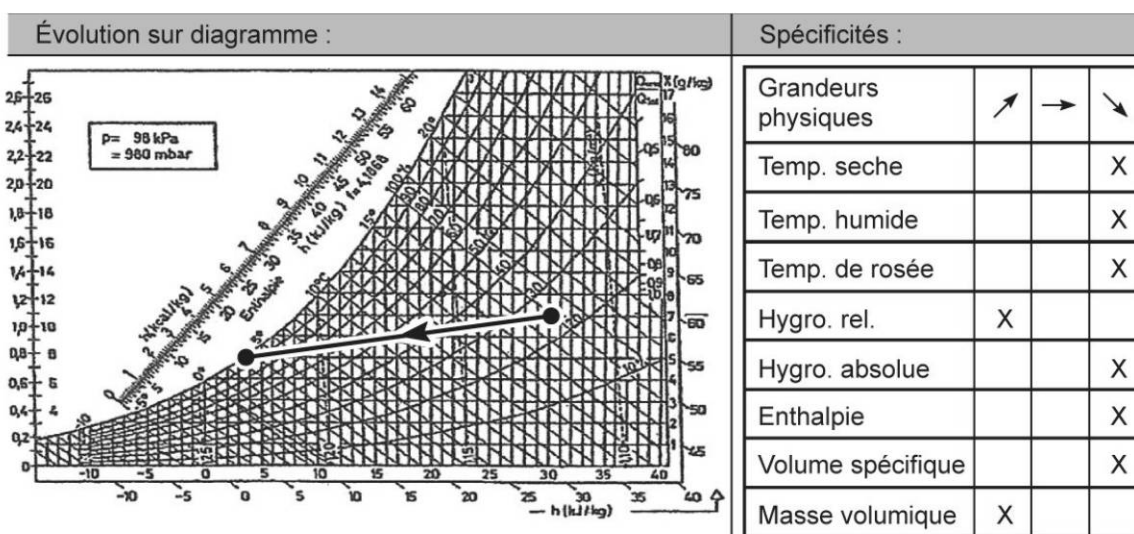


Figure 2.11 Évolutions psychrométriques en refroidissement avec condensation

■ Humidification de l'air (laveur adiabatique)

État initial : $t_s = 22\text{ °C}$, $\phi = 20\text{ %}$.

État final : $t_s = 13\text{ °C}$.

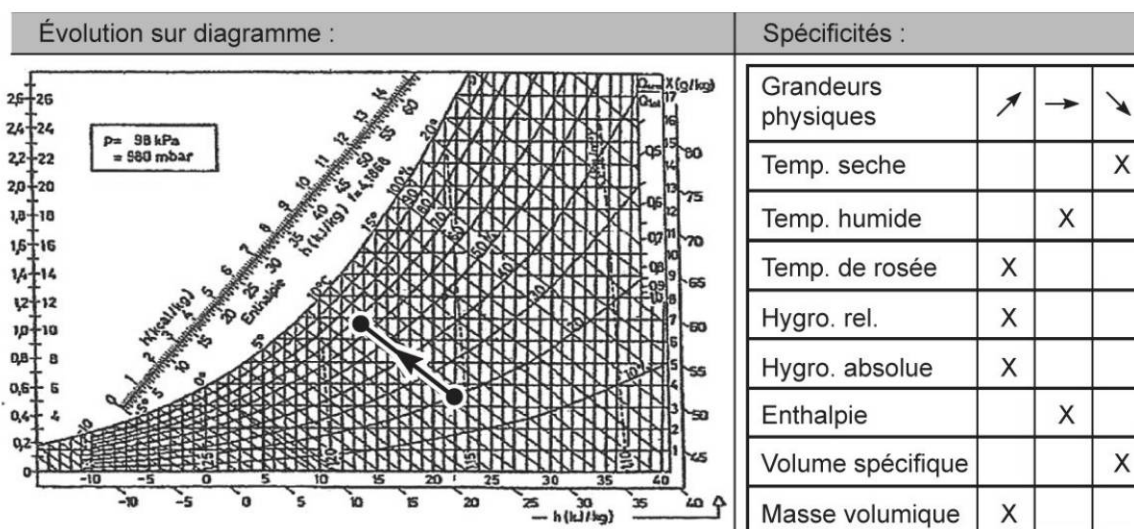


Figure 2.12 Évolutions psychrométriques lors d'humidification par laveur adiabatique

■ Humidification de l'air par vapeur saturée sèche

État initial : $t_s = 20\text{ °C}$, $W = 4\text{ g/kg}$.

État final : $W = 9\text{ g d'eau/kg d'air sec}$.

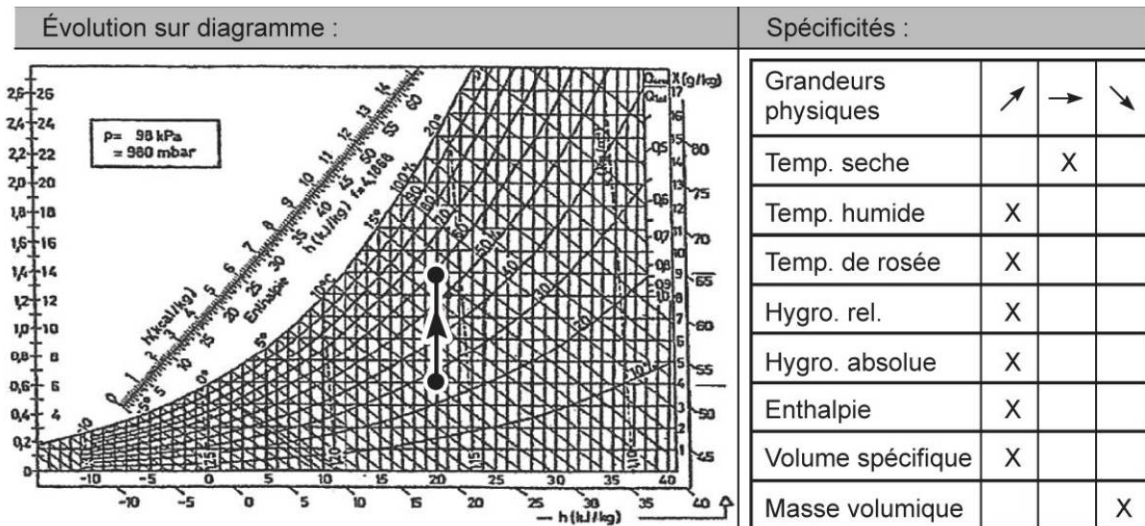


Figure 2.13 Évolutions psychrométriques lors d'humidification par vapeur saturée sèche

Remarque

Dans la pratique, l'humidification par vapeur saturée sèche est généralement considérée isotherme ; en réalité la température sèche croît légèrement lors de cette humidification.

■ En hiver : chauffer et humidifier

Batterie de chauffage :

État initial : $t_s = 5\text{ °C}$, $W = 3\text{ g/kg d'air sec}$.

État final : $t_s = 34\text{ °C}$.

Laveur adiabatique :

État initial : $t_s = 34\text{ °C}$, $W = 3\text{ g/kg d'air sec}$.

État final : $t_s = 26\text{ °C}$.

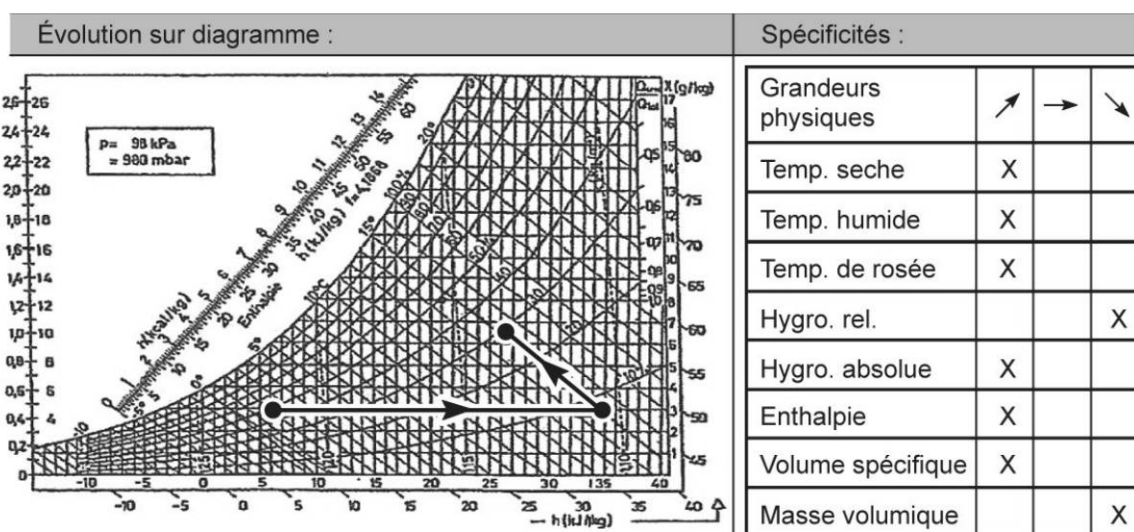


Figure 2.14 Évolution psychrométrique de l'air neuf en hiver

■ En été : refroidir et déshumidifier

État initial : $t_s = 30^\circ\text{C}$, $\phi = 40\%$.

La batterie froide a une température équivalente de surface de 10°C et son facteur de bypass est de 30% .

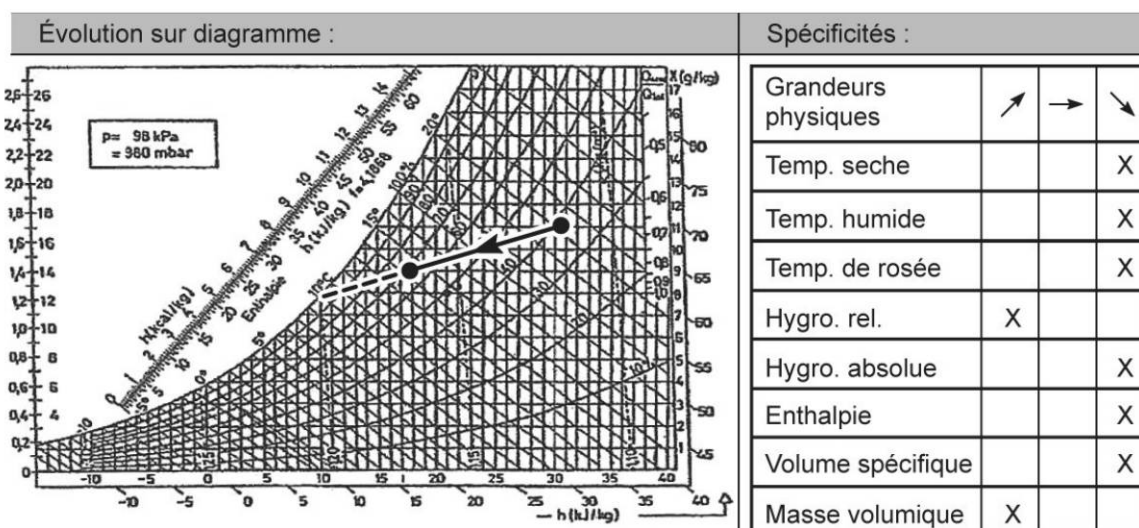


Figure 2.15 Évolution psychrométrique de l'air neuf en été

■ Évolution dans un local climatisé l'été

État initial : $t_s = 18^\circ\text{C}$, $W = 7\text{ g/kg d'air sec.}$

État final : $t_s = 26^\circ\text{C}$, $W = 8\text{ g/kg d'air sec.}$

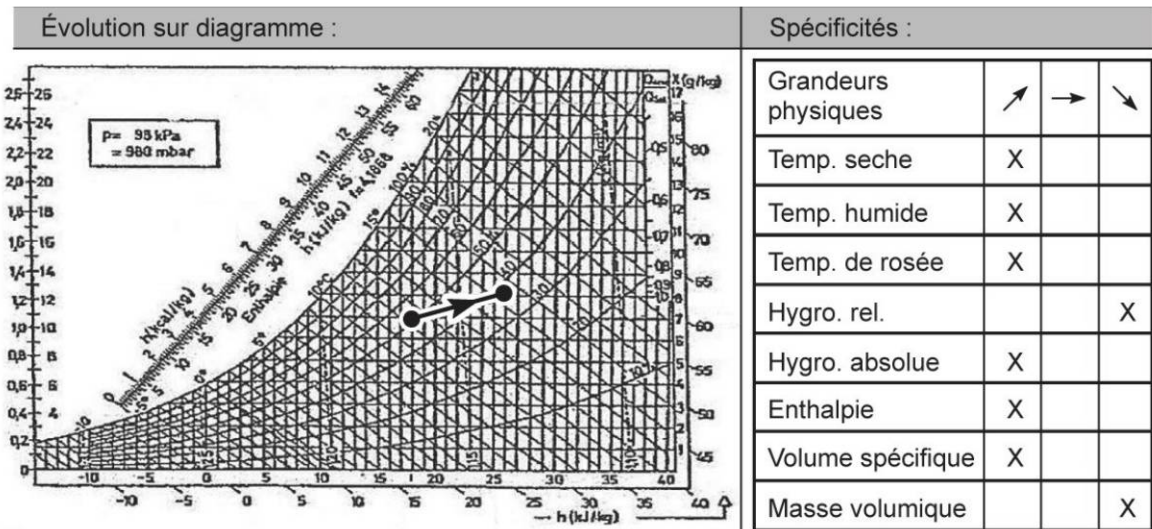


Figure 2.16 Évolution psychrométrique dans un local l'été

■ Évolution dans un local climatisé l'hiver

État initial : $t_s = 30^\circ\text{C}$, $W = 6\text{ g/kg d'air sec.}$

État final : $t_s = 18^\circ\text{C}$, $W = 7\text{ g/kg d'air sec.}$

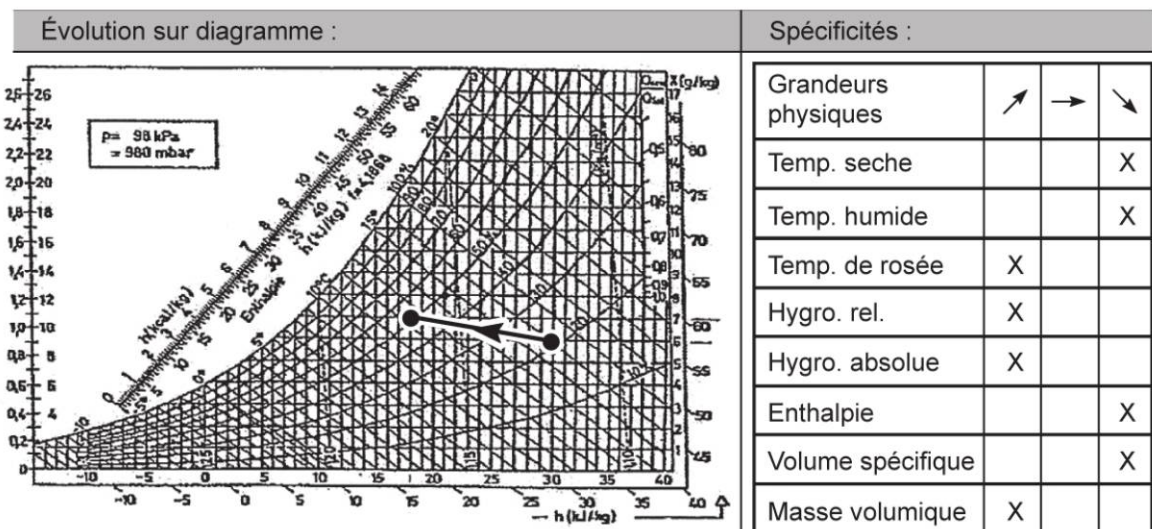


Figure 2.17 Évolution psychrométrique dans un local l'hiver

■ Échelle FCS (facteur de chaleur sensible)

Le bilan thermique d'un local a donné les grandeurs suivantes:

Apport sensible = **42 kW**.

Apport latent = **18 kW**.

Ces apports seront combattus par l'air soufflé qui doit donc évacuer chaque seconde **42** kilojoules d'énergie sensible et **18** kilojoules d'énergie latente (il s'agit de vapeur d'eau).

La plupart des diagrammes psychrométriques comporte une échelle **FCS** permettant de déterminer graphiquement l'évolution de l'air nécessaire.

Dans la figure 2.18, l'échelle FCS est repérée par $\frac{Q_s}{Q_t}$, l'origine de cette échelle est située sur l'isotherme 21 °C et sur la courbe d'hygrométrie relative de 50 %.

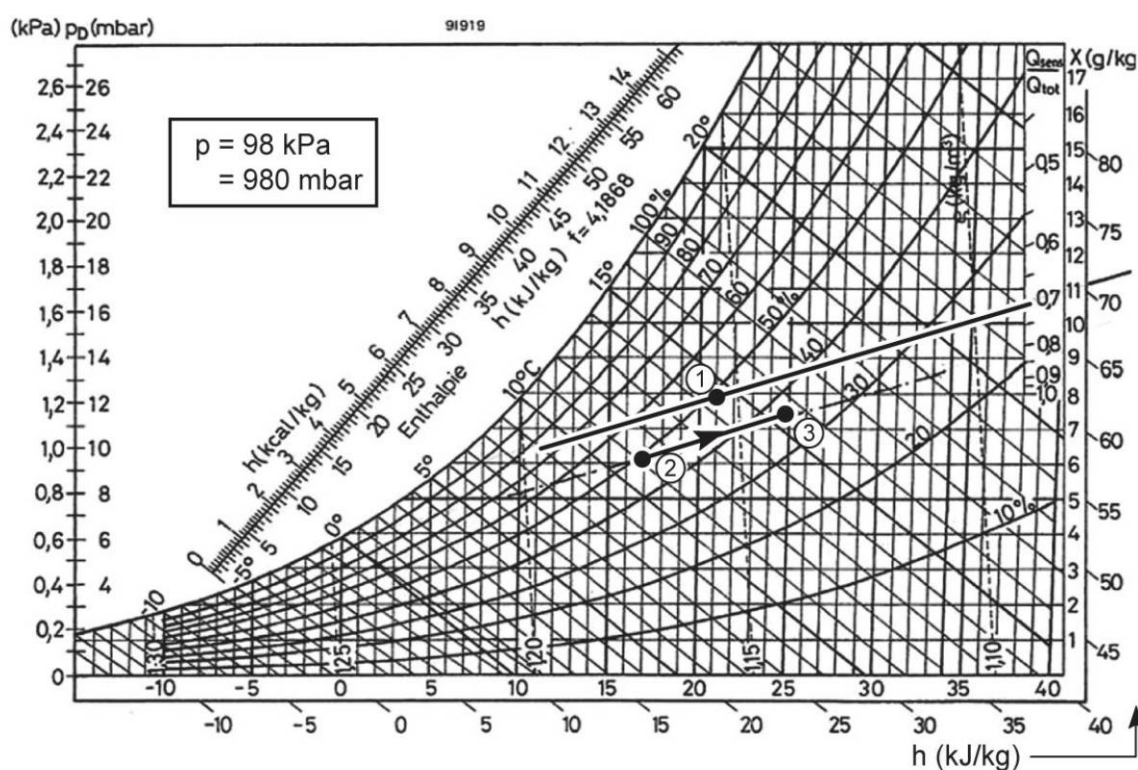


Figure 2.18 Détermination de l'évolution de l'air à partir du facteur de chaleur sensible (FCS)

Si on prend les valeurs ci-dessus, le FCS est égal à $42/60 = 0,7$. Sur le diagramme psychrométrique, il convient alors de relier l'origine de l'échelle à **0,7**.

Le cahier des charges impose généralement l'air de reprise.

Hypothèse : air de reprise $t_s = 25\text{ °C}$ et $\varphi = 35\%$.

Il convient ensuite de tracer une parallèle à l'oblique précédente passant par l'air de reprise. Cette droite est souvent appelée **droite d'évolution**.

Le type de bouche et leur disposition font qu'un écart de température de 8 °C est possible ici entre la reprise et le soufflage (par hypothèse). Il convient donc de souffler un air à 17 °C . L'intersection de l'isotherme 17 °C avec la droite d'évolution détermine le point figuratif de l'air soufflé.

2.7 Éléments de calcul

■ Calculs se rapportant à un échange air/eau

Il s'agit ici d'une batterie froide, le transfert de chaleur s'effectue donc de l'air vers l'eau (figure 2.19).

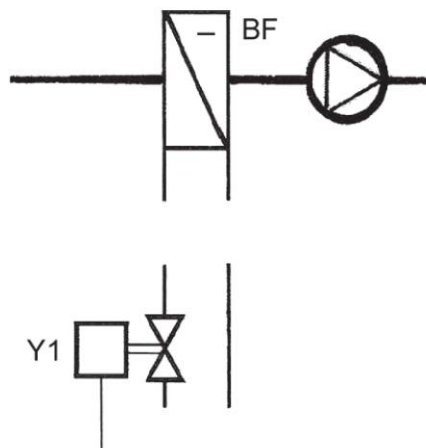


Figure 2.19 Batterie froide avec sa vanne de régulation

□ Puissance cédée par l'air

$$P = Q_m \times \Delta H$$

P en kW.

Q_m en kg/s.

ΔH en kJ/ kg.

$$P = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

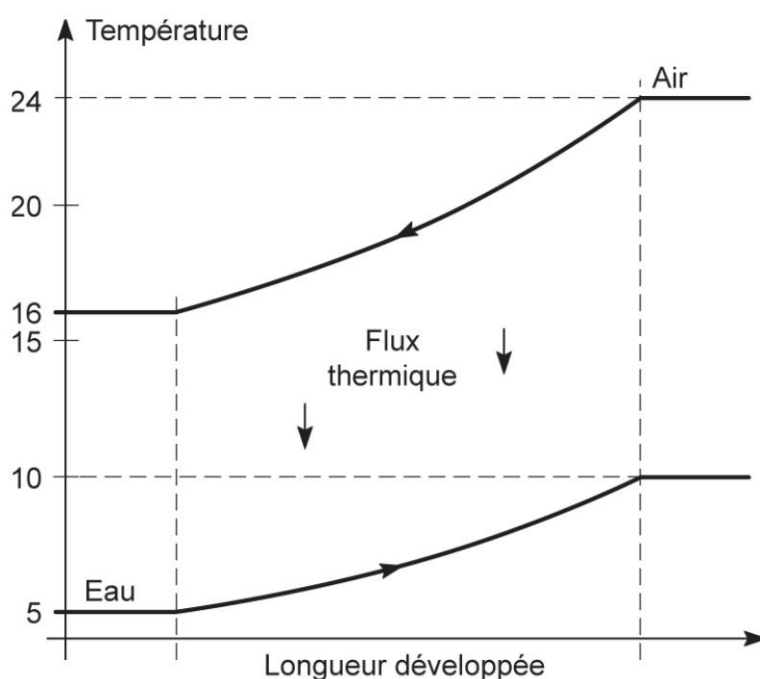


Figure 2.20 Étude des températures dans un échangeur air-eau

Il est encore possible de calculer la puissance échangée à partir de la formule suivante :

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta$$

Q_m : débit massique en kg/s.

C : chaleur massique en kJ/(kg.°C).

$\Delta\theta$ en °C.

Lorsque l'évolution est isohydre, une différence de température de 1 °C correspond à une différence d'enthalpie de 1 **kilojoule**. La formule suivante peut donc être utilisée :

$$P = Q_m \times \Delta\theta$$

P en kW.

Q_m en kg/s.

Δθ en °C.

Cette formule est donc valable pour les batteries de chauffage et les batteries froides sèches. Généralement, c'est le débit volumique qui est connu ; dans les calculs, il convient donc de convertir le débit volumique en débit massique.

$$Q_v = \text{vitesse} \times \text{section}$$

Q_v en m³/s.

Vitesse en m/s.

Section en m².

$$Q_m = Q_v \times \rho = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Q_v : en m³/s.

Q_m : en kg/s.

ρ : en kg/m³.

La détermination de la masse volumique de l'air peut se faire :

- ▶ par le diagramme psychrométrique,
- ▶ par des tableaux spécifiques,
- ▶ par le calcul : $\rho = 354/T$.

T étant la température absolue $T = 273 + t$ (**t** étant la température relative en °C).

□ Puissance sur l'eau

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta$$

P en kW.

C en kJ/(°C.kg).

Qm en kg/s.

$$P = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C.kg}} \times ^\circ\text{C} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

Comme pour l'air, c'est généralement le débit volumique d'eau qui est connu. Ce débit volumique peut être déterminé de façon suivante :

- ▶ par un compteur d'eau,
- ▶ par un rotamètre,
- ▶ à partir de vannes spéciales comportant des prises de pressions en amont et en aval,
- ▶ à partir du courbier de la pompe, la hauteur manométrique nécessaire étant connue,
- ▶ à partir du produit de la vitesse de circulation par la section de la tuyauterie.

Rappels : 1 kilocalorie/heure = 1,16 W/h ; 1 thermie/h = 1,16 kW/h ;
1 kW/h = 860 kcal.

■ Calculs se rapportant à un laveur adiabatique

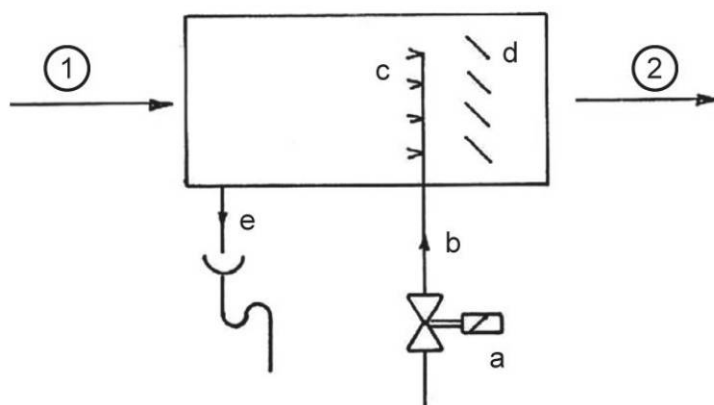


Figure 2.21 Schéma de principe d'un laveur adiabatique

a : électrovanne d'admission de l'eau ; **b :** admission de l'eau de ville ;
c : rampe de pulvérisation ; **d :** capte goutte ; **e :** eau perdue.

□ Évolutions psychrométriques au niveau d'un laveur adiabatique

Au début de l'industrialisation, ces appareils étaient utilisés pour « laver l'air ». En effet, la pulvérisation d'eau dans un flux d'air chargé de poussières permettait l'élimination par entraînement de beaucoup de particules, d'où l'appellation « **laveur d'air** ». Bien que la fonction de filtre de cet appareil ait pratiquement disparu, le nom est resté.

Par ailleurs, l'évolution physique de l'air dans ce laveur s'effectue à enthalpie constante (sans échange de chaleur avec l'extérieur), l'évolution physique de l'air y est donc adiabatique.

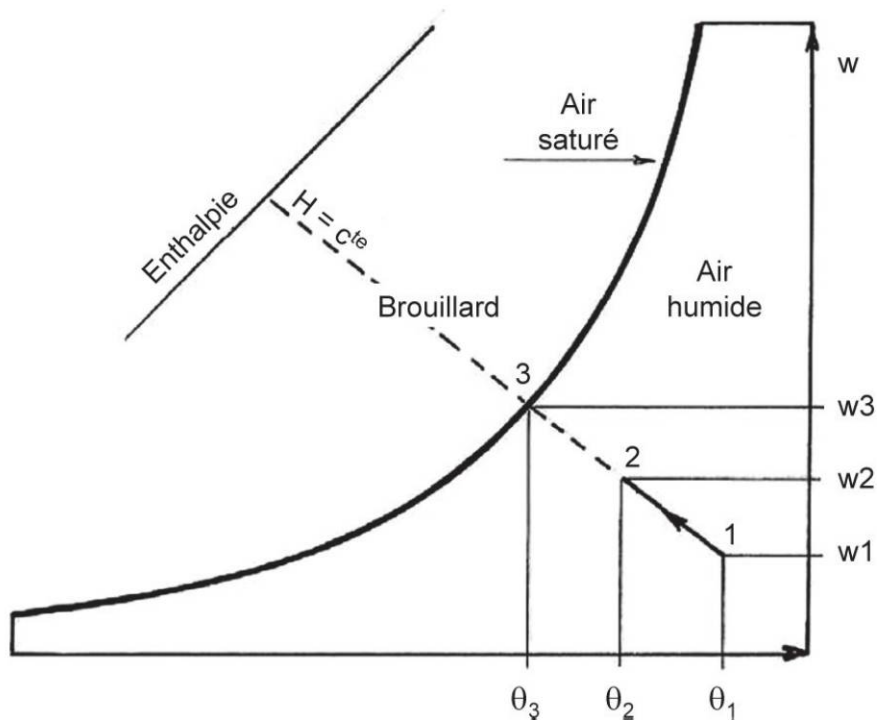


Figure 2.22 Évolutions psychrométriques dans un laveur adiabatique

□ Bilan d'un laveur

L'apport d'eau par kilogramme d'air sec correspond ici à $w_2 - w_1$.

w1 : Hygrométrie absolue de l'air en amont du laveur (en g d'eau/kg d'air sec).

w2 : Hygrométrie absolue de l'air en aval du laveur.

Le débit volumique d'air entrant dans le laveur peut être calculé :

$$Q_v = \text{vitesse} \times \text{section}$$

Q_v en m^3/s ; vitesse en m/s ; section en m^2 .

Le débit massique d'air peut alors être déterminé :

$$Q_m = Q_v \times \rho$$

Q_m en $\text{kg d'air}/\text{s}$; Q_v en m^3/s ; ρ en kg/m^3 .

La masse d'eau apportée à l'air par heure peut alors être aisément calculée :

$$Q_m (\text{d'eau}) = Q_m (\text{d'air}) \times \Delta w(2-1) \times 3\,600$$

Aux températures usuelles de fonctionnement, la masse volumique (ρ) de l'eau étant environ de **1 kg/dm^3** , la masse d'eau en kilogramme correspond pratiquement au volume d'eau en dm^3 (en litre).

□ Rendement d'un laveur adiabatique

Si le laveur était parfait, l'air serait saturé en aval (w_3).

$$\text{Rendement du laveur : } \eta = \frac{w_2 - w_1}{w_3 - w_1}.$$

Le rendement peut aussi être calculé en se référant aux températures sèches :

$$\eta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1 - \theta_3}.$$

Remarque

Il est possible de chauffer ou de refroidir l'eau au niveau du laveur, il n'est plus alors adiabatique, l'évolution de l'air n'y est plus isenthalpe.

■ Calculs se rapportant à un mélange d'air

Les mélanges d'air sont fréquents en climatisation (figure 2.23).

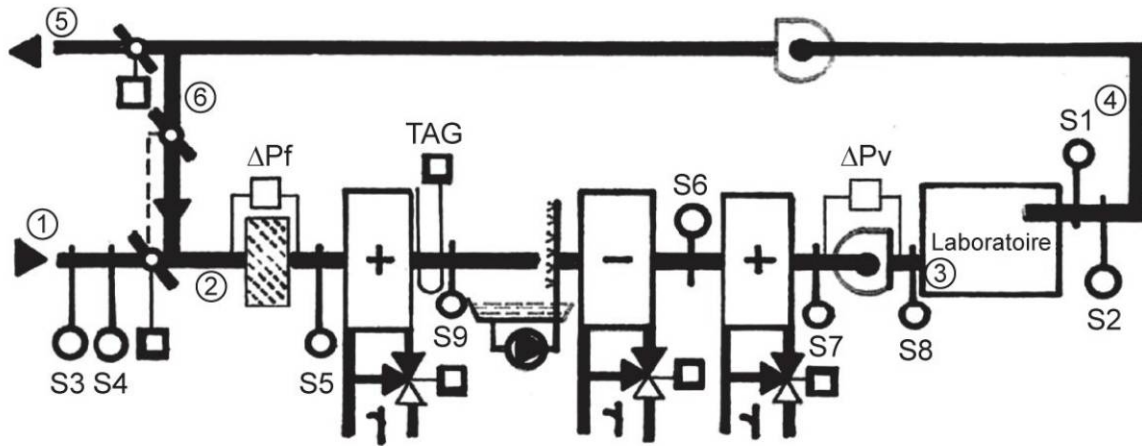


Figure 2.23 Équipement de traitement d'air avec mélange d'air neuf et d'air recyclé

6 : air recyclé ; **1** : air neuf ; **2** : air de mélange.

Air recyclé : $t_s = 30\text{ °C}$, $\varphi = 40\%$, $Q_m = 6\,000\text{ kg/h}$.

Air neuf : $t_s = 5\text{ °C}$, $W = 2\text{ g d'eau/kg d'air sec}$, $Q_m = 2\,000\text{ kg/h}$.

Il convient de situer ces 2 airs sur le diagramme psychrométrique et de déterminer le point figuratif de l'air de mélange.

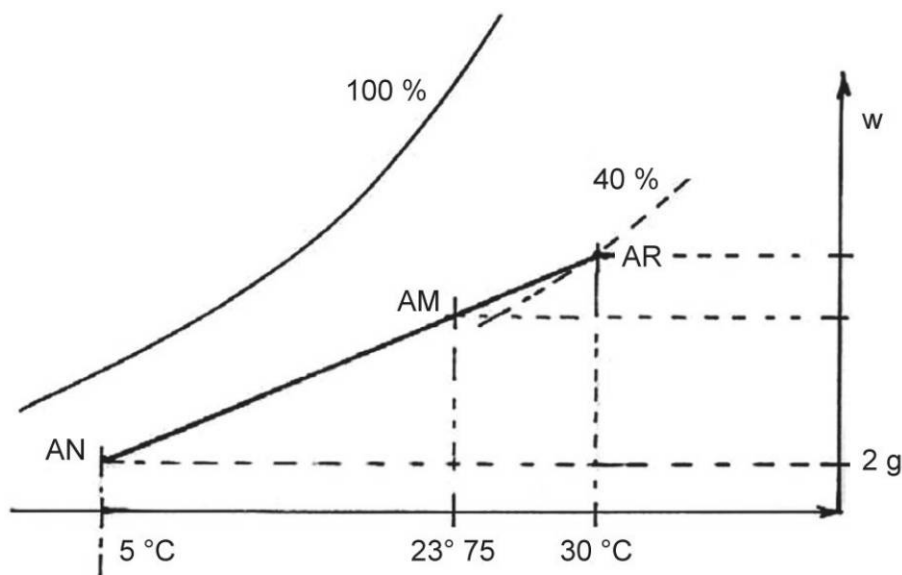


Figure 2.24 Évolutions psychrométriques en mélange d'air

L'air recyclé et l'air neuf étant positionnés sur le diagramme psychrométrique, il convient de les relier, l'air de mélange est situé sur le segment **AR-AN** et sa position est dépendante des masses d'air respectives comme l'indique la formule suivante :

$$t(AM) = \frac{(t_{AN} \times \text{masseAN}) + (t_{AR} \times \text{masseAR})}{\text{Masse totale}}$$

$$= \frac{(5 \times 2000) + (30 \times 6\,000)}{8\,000} = 23,75\,^{\circ}\text{C}$$

Le positionnement de l'air de mélange serait aussi possible à partir de l'hygrométrie absolue par exemple (W).

■ Calcul se rapportant à une humidification par de la vapeur saturée sèche

Soit l'air suivant à humidifier en vapeur saturée sèche :

Ts = 15 °C, W = 2g d'eau/kg d'air sec.

Il convient d'apporter **5 grammes de vapeur d'eau** par kg d'air sec. La chaleur latente de changement d'état de l'eau lors de l'ébullition :

Lv = 2 538 – 2,9 t

t : température Celsius de changement d'état.

À 100 °C :

Lv = 2 538 – 290 = 2 248 kJ/kg.

Apport d'énergie par kg d'air lié aux 5 grammes de vapeur d'eau :

$$Q = \frac{2\,248 \times 5}{1\,000} = 11,24\text{ kJ/kg d'air}$$

L'enthalpie de l'air avant l'humidification est de 20,5 kJ/kg d'air. L'enthalpie totale après humidification est donc :

$$20,5 + 11,24 = 31,74\text{ kJ/kg.}$$

L'air en aval de l'humidificateur est donc connu :

$W = 7 \text{ g d'eau/kg d'air sec.}$

$H = 31,74 \text{ kJ/kg d'air.}$

On remarque que l'air évolue pratiquement sur l'isotherme 15°C . Dans la pratique, il est généralement admis que l'évolution de l'air lors d'humidification en vapeur saturée sèche est isotherme (ce qui n'est pas tout à fait exact).

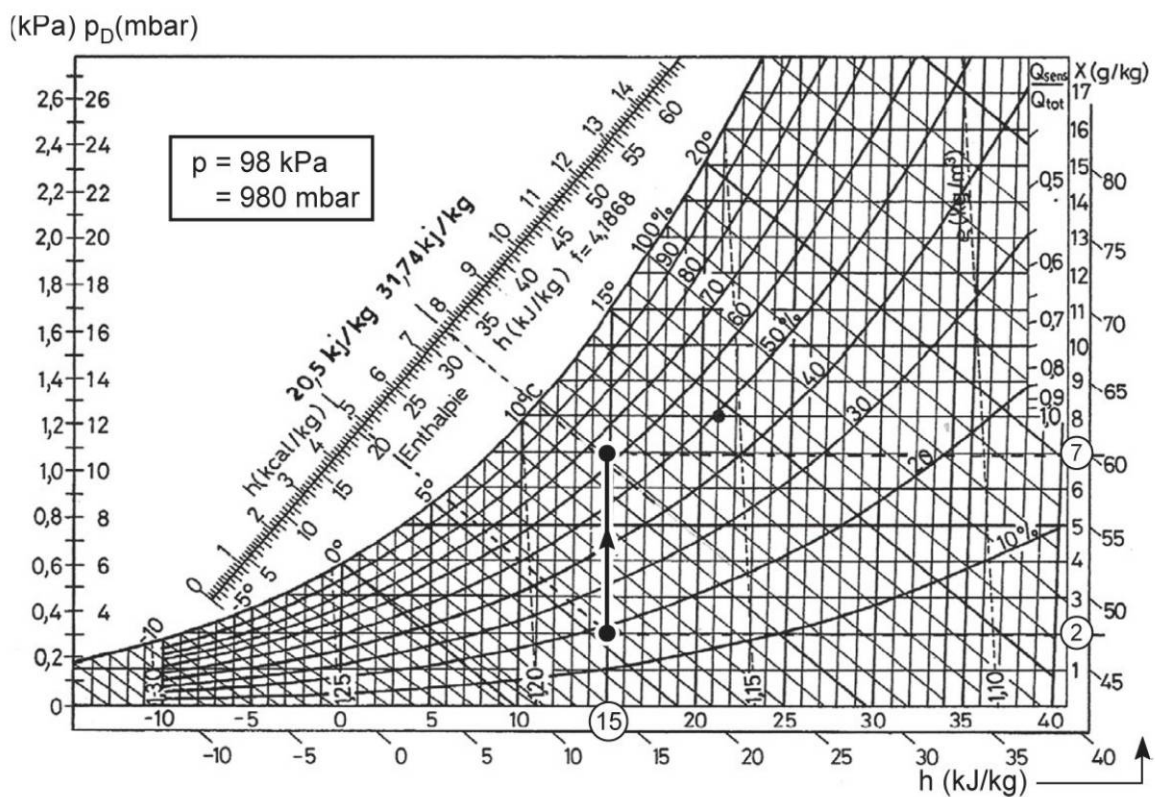


Figure 2.25 Évolutions psychrométriques en humidification par vapeur saturée sèche

2.8 Calculs psychrométriques

■ Installation en chauffage

La figure 2.26 donne le schéma de principe d'une installation de chauffage dont le débit est de $10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ soit $2,78 \text{ m}^3/\text{s}$.

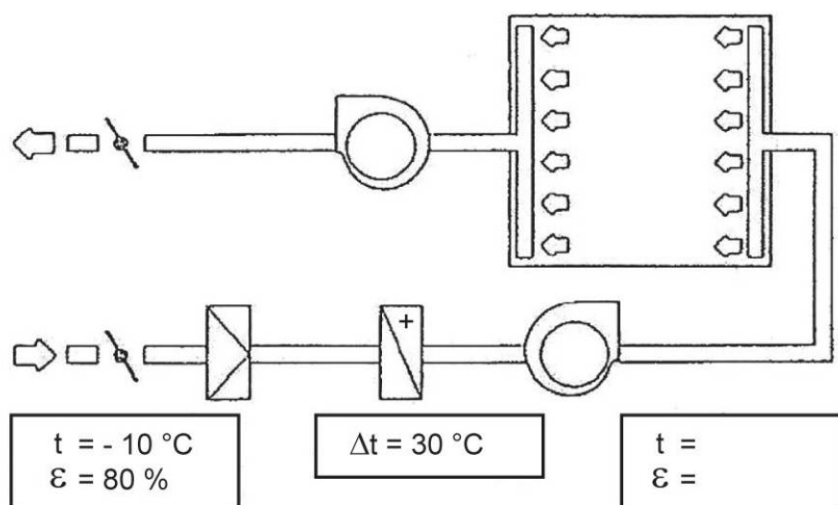


Figure 2.26 Schéma de principe d'une installation tout air neuf en chauffage

On demande :

- 1. La température après la batterie de chauffe.
- 2. L'hygrométrie relative après la batterie de chauffe.
- 3. La puissance de la batterie de chauffe.

□ Solutions

1 – La température après la batterie de chauffe est de $-10 + (+30) = +20\text{ °C}$.

2 – L'hygrométrie relative après la batterie de chauffe est de 10% (valeur relevée sur la figure 2.27).

3 – Puissance de la batterie de chauffe :

$P = Qm \times \Delta H$ ou $Qm \times \Delta \theta$ (l'évolution de l'air étant isohydre).

Le débit d'air est pris au niveau du ventilateur de soufflage.

ρ de l'air = $1,16\text{ kg/m}^3$.

$Qm = Qv \times \rho = 2,78 \times 1,16 = 3,22\text{ kg/s}$.

$P = Qm \times \Delta \theta$.

$P = 3,22 \times 30 = 96,6\text{ kW}$.

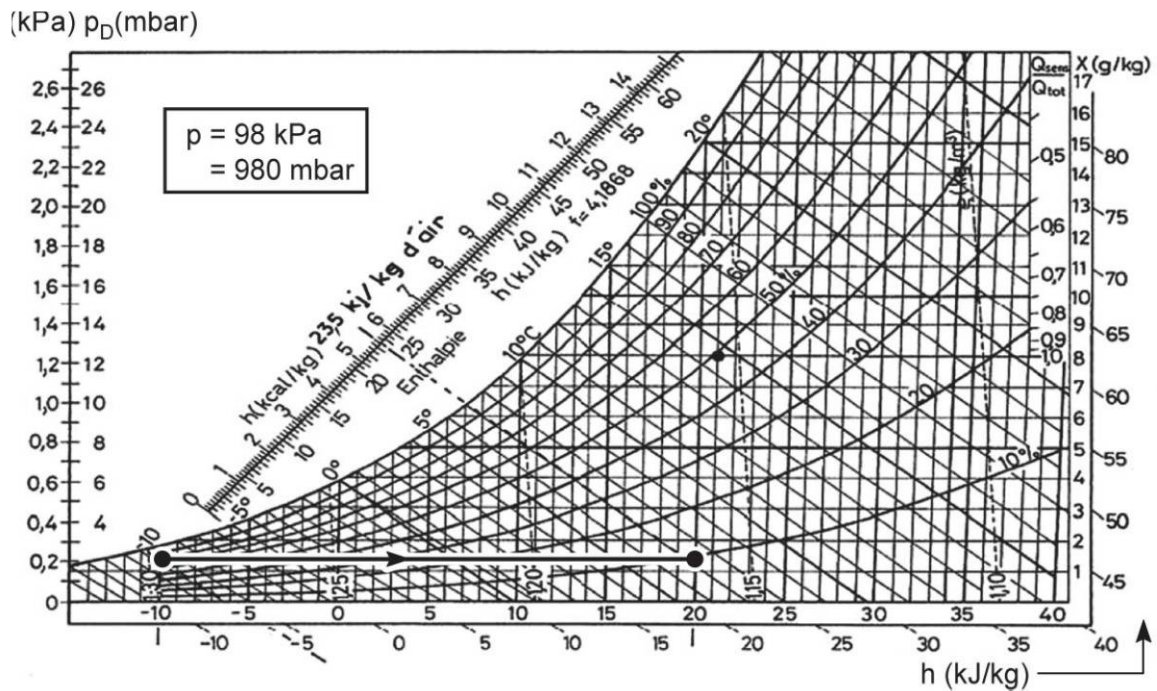


Figure 2.27 Évolution de l'air en chauffage l'hiver

■ Installation en refroidissement sans condensation

La figure 2.28 donne le schéma de principe de l'installation. Le débit d'air est de $12\,000\text{ m}^3/\text{h}$ soit $3,33\text{ m}^3/\text{s}$.

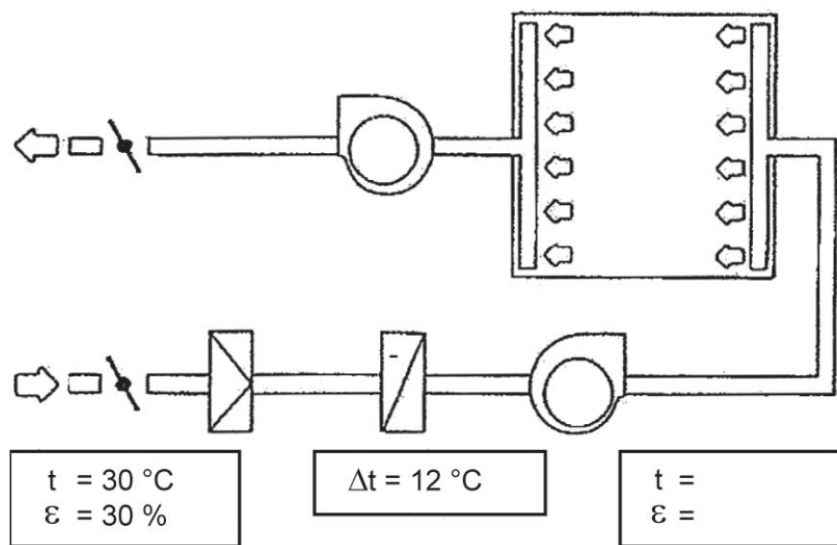


Figure 2.28 Schéma de principe d'une installation tout air neuf en fonctionnement « été »

On demande :

- ▶ 1. La température de l'air après la batterie froide.
- ▶ 2. L'hygrométrie relative après la batterie de refroidissement.
- ▶ 3. La puissance de la batterie de refroidissement.

□ Solutions

1 – La température de l'air après la batterie de chauffage est de $30 - 12 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2 – L'hygrométrie relative de l'air est de 60 % (valeur relevée sur la figure 2.29).

3 – Puissance de la batterie de refroidissement :

Le débit d'air est pris au niveau du ventilateur de soufflage : $\rho = 1,17\text{ kg/m}^3$.

$$Q_m = Q_v \times \rho = 3,33 \times 1,17 = 3,9\text{ kg/s.}$$

$$P = Q_m \times \Delta\theta = 3,9 \times 12 = 46,8\text{ kW.}$$

La figure 2.29 présente l'évolution de l'air sur diagramme psychrométrique.

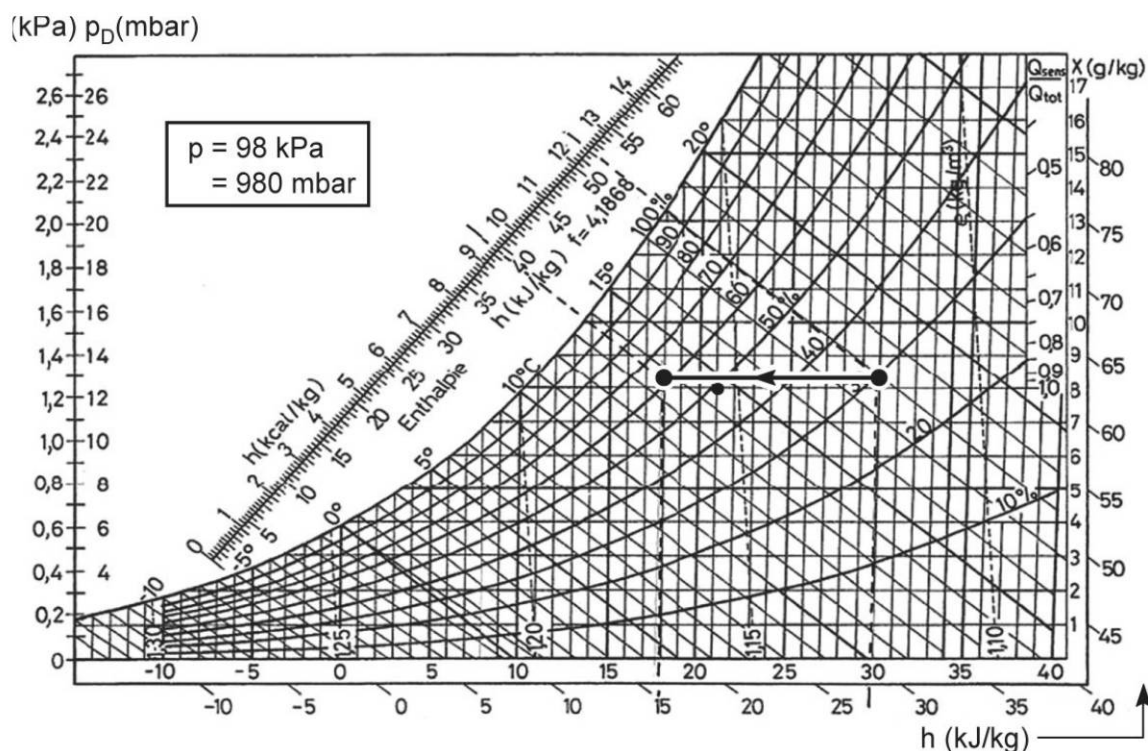


Figure 2.29 Évolution psychrométrique l'été sans condensation

■ Installation de refroidissement avec condensation

Air extérieur : $t_s = 30\text{ °C}$, $\phi = 40\text{ %}$.

Température de surface de la batterie froide = 10 °C .

Facteur de bypass de la batterie froide = 20 % .

On demande :

- ▶ 1. Le point figuratif de l'air après la batterie froide.
- ▶ 2. La perte d'eau par kilogramme d'air.
- ▶ 3. La puissance de la batterie froide si le débit d'air est de $16\,000\text{ m}^3/\text{h}$.

Écart de température entre l'air extérieur et la température de surface : $30 - 10 = 20\text{ °C}$.

Le facteur de bypass étant de 20 % , l'écart de température réel est $20 \times 0,8 = 16\text{ °C}$.

La température après la batterie froide est donc : $30 - 16 = 14\text{ °C}$.

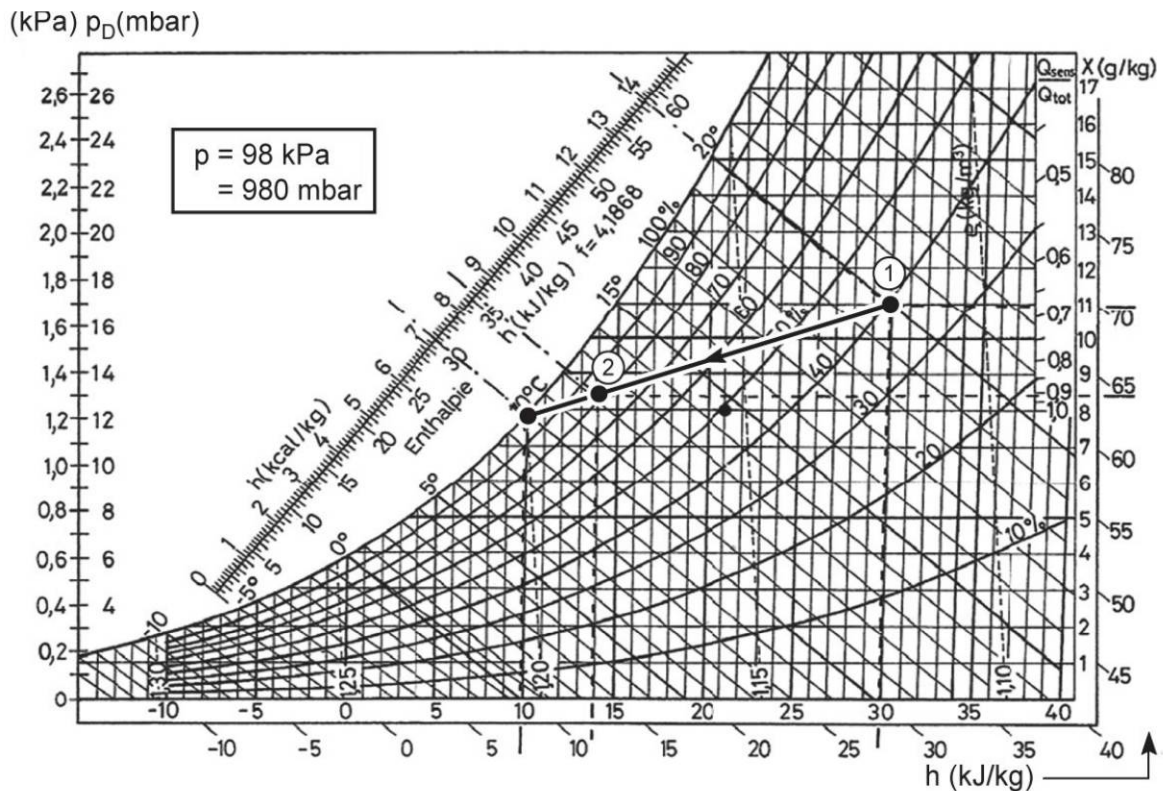


Figure 2.30 Évolution psychrométrique en refroidissement avec condensation

Le point figuratif de l'air après la batterie froide peut donc être situé sur le diagramme psychrométrique.

□ Solutions

1 – Évolution psychrométrique (tableau 2.1).

Tableau 2.2 Récapitulatif des grandeurs physiques

Grandeurs physiques	t_s	t_h	t_r	H	ρ	φ	w
Point « 2 »	14	12	11	35,5	1,19	80	8,3
Point « 1 »	30	20	15	58,5	1,12	40	11

2 – Perte d'eau par kilogramme d'air.

La perte d'eau par kg d'air est donc $11 - 8,3 = 2,7$ g d'eau par kilogramme d'air.

3 – Puissance de la batterie froide.

$$P = Q_m \times \Delta H.$$

$$Q_m = Q_v \times \rho = (16\,000/3\,600) \times 1,19 = 5,3 \text{ kg/s.}$$

$$P = 5,3 \times (58,5 - 35,5) = 121,9 \text{ kW.}$$

■ Installation avec laveur adiabatique

Soit une installation en tout air neuf.

Débit volumique = **6 000 m³/h** soit **1,66 m³/s**.

Air extérieur : $t_s = -10$ °C, $W = 1$ g/kg d'air sec.

L'air soufflé est demandé à **25 °C** et **25 %** d'hygrométrie relative.

On demande :

- ▶ 1. Les caractéristiques physiques des airs « 1 », « 2 », « 3 » et « 4 », le point « 4 » étant le point figuratif de l'air après le laveur supposé parfait.

- 2. L'apport d'eau par kg d'air.
- 3. La puissance de la batterie de chauffage.
- 4. Le rendement du laveur.

La figure 2.31 donne le schéma de principe de l'installation.

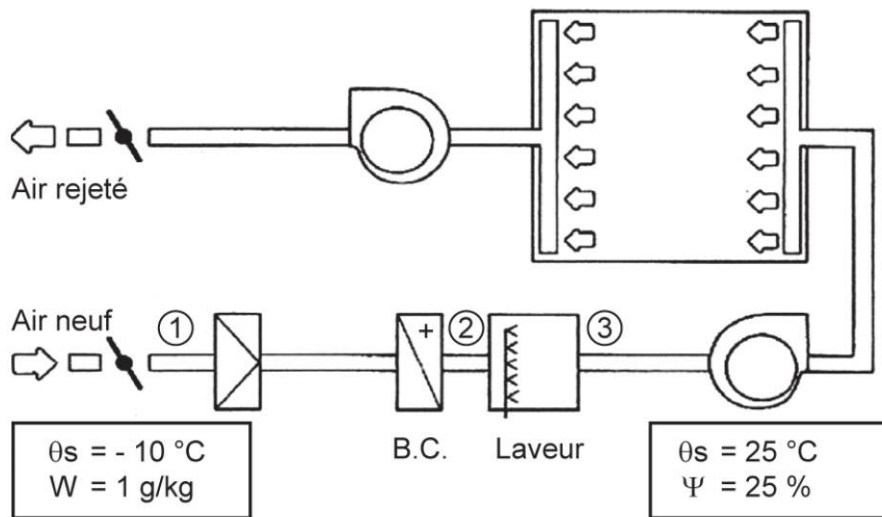


Figure 2.31 Schéma de principe d'un équipement permettant le chauffage et l'humidification par laveur adiabatique

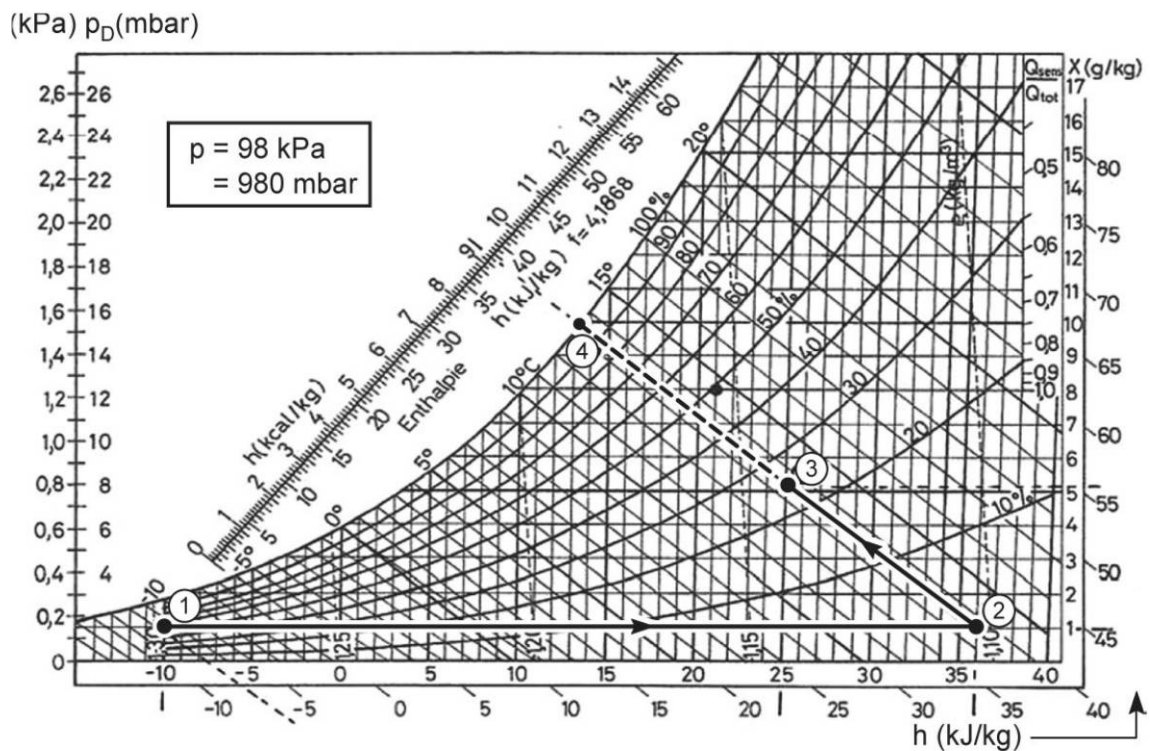


Figure 2.32 Évolutions psychrométriques en hiver

Le point figuratif de l'air après la batterie de chauffage s'obtient par construction : l'évolution de l'air au niveau de la batterie de chauffage est isohyde, l'évolution au niveau du laveur adiabatique est isenthalpe.

□ Solutions

1 – Grandeurs physiques (tableau 2.3).

Tableau 2.3

Grandeurs physiques	t_s	t_h	t_r	H	ρ	W	ϕ
Point 1	-10	-12	-15	-7	1,3	1	50
Point 2	36	13	-15	39	1,1	1	3
Point 3	25	13	4	39	1,14	5,1	25
Point 4	13	13	13	39	1,18	10	100

2 – Apport d'eau par kg d'air : $W_3 - W_2 = 5,1 - 1 = 4,1$ g d'eau/kg d'air.

3 – Puissance de la batterie de chauffage :

$$P = Q_m \times \Delta H.$$

$$Q_m = Q_v \times \rho = 1,66 \times 1,14 = 1,9 \text{ kg/s.}$$

$$\Delta H = H_2 - H_1 = 39 - (-7) = 46 \text{ kJ/kg d'air.}$$

$$P = 1,9 \times 46 = 87,4 \text{ kW.}$$

4 – Rendement du laveur :

$$\mu = \frac{w_3 - w_2}{w_4 - w_2} = \frac{5,1 - 1}{10 - 1} = 45 \text{ \%}.$$

■ Traitement hiver avec mélange et humidification

Bilan du local : 50 kW (on suppose une évolution isohyde dans le local sans apport de chaleur latente).

Air extérieur : $t_s = -10^\circ\text{C}$, $W = 1$ g/kg d'air sec.

Afin de réduire les frais d'exploitation de cette installation, il est prévu un mélange d'air repris et d'air neuf dans les proportions 1/3 d'air neuf et 2/3 d'air recyclé.

- ▶ 1. Tracer les différentes évolutions psychrométriques sur le diagramme.
- ▶ 2. Relever toutes les grandeurs physiques caractéristiques.
- ▶ 3. Calculer le débit volumique d'air nécessaire.
- ▶ 4. Calculer la puissance de la batterie de chauffage.
- ▶ 5. Calculer le rendement du laveur.

Le schéma de principe de l'installation est présenté dans la figure 2.33.

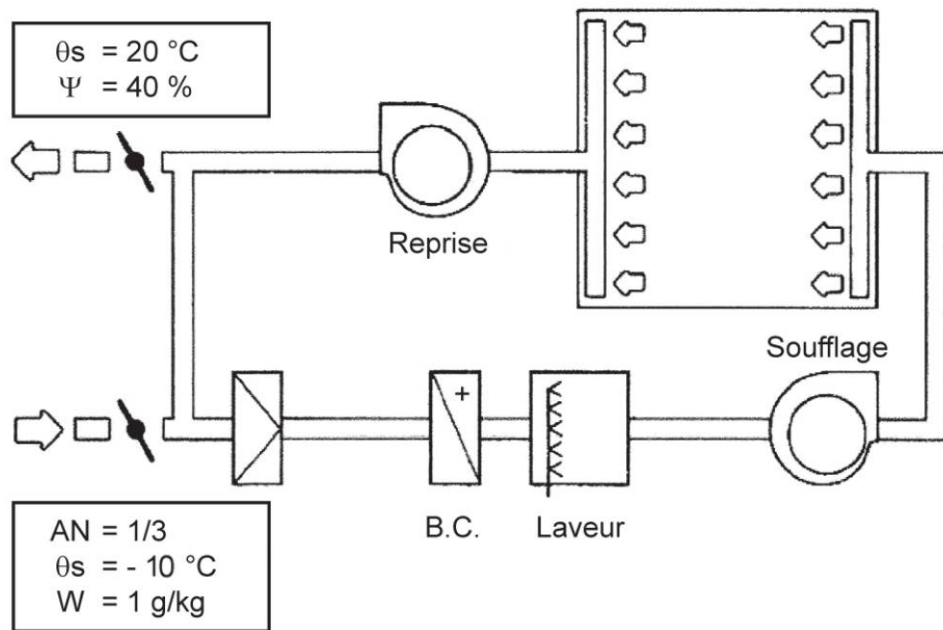


Figure 2.33 Équipement de traitement d'air avec chauffage, humidification et mélange d'air repris et d'air neuf

□ Solutions

1 – Différentes évolutions de l'air.

Les débits étant dans les rapports 1/3, 2/3, l'air de mélange est situé au tiers du segment 1-2 (figure 2.34).

$$Q_m = \frac{50}{H_5 - H_1} = \frac{50}{43 - 36} = 7,14 \text{ kg/s.}$$

$$Q_v = Q_m / \rho = 7,14 / 1,13 = 6,32 \text{ m}^3/\text{s.}$$

4 – Calculer la puissance de la batterie de chauffage.

$$P = Q_m \times \Delta H = 7,14 \times (43 - 36) = 50 \text{ kW.}$$

5 – Calculer le rendement du laveur.

$$\mu = \frac{w_5 - w_4}{w_6 - w_4} = \frac{6 - 4,2}{11 - 4,2} = 26 \text{ \%}.$$

■ Installation de traitement d'air. Étude du fonctionnement été

La figure 2.35 donne le schéma de principe d'une centrale de traitement d'air permettant de garantir des conditions optimales d'ambiance l'été et l'hiver.

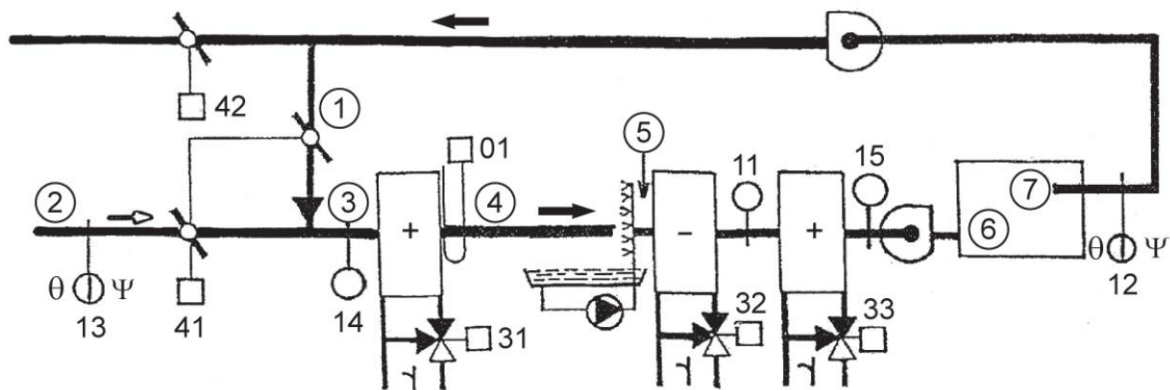


Figure 2.35 Équipement de traitement d'air permettant le contrôle de la température et de l'hygrométrie en été et en hiver

Bilan sensible du local = 40 kW.

Bilan latent du local = 10 kW.

Conditions de reprise : $t_s = 26 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi = 35 \text{ \%}$.

La batterie froide a une température de surface de 5 °C.

Air neuf : $t_s = 33\text{ °C}$, $\varphi = 40\%$.

L'air mélangé comporte 1/3 d'air neuf et 2/3 d'air de reprise.

On demande :

- ▶ 1. Tracer les différentes évolutions psychrométriques sur le diagramme.
- ▶ 2. Porter les différentes valeurs caractéristiques dans un tableau.
- ▶ 3. Calculer le débit massique d'air nécessaire.
- ▶ 4. Calculer le débit volumique d'air soufflé.
- ▶ 5. Calculer la puissance de la batterie froide.
- ▶ 6. Calculer la puissance de la batterie de réchauffage.
- ▶ 7. Calculer la masse d'eau condensée par heure.

□ Solutions

1 – Tracer les différentes évolutions psychrométriques :

- ▶ Calcul du facteur de chaleur sensible (FCS).
- ▶ $FCS = \text{bilan sensible} / \text{bilan total} = 40/50 = 0,8$.
- ▶ Relier le point origine de l'échelle FCS (repère O) à 0,8. On obtient l'oblique repérée X.
- ▶ Situer l'air neuf sur le diagramme (repère 1) : $t_s = 33\text{ °C}$ et $\varphi = 40\%$.
- ▶ Situer l'air de reprise sur le diagramme (repère 2) : $t_s = 26\text{ °C}$ et $\varphi = 35\%$.
- ▶ Relier les 2 points ci-dessus.
- ▶ Les mélanges d'air se faisant dans les rapports 1/3, 2/3, le point figuratif du mélange est situé au 1/3 du segment 2-1.

Les différentes évolutions se retrouvent sur le diagramme psychrométrique (figure 2.36).

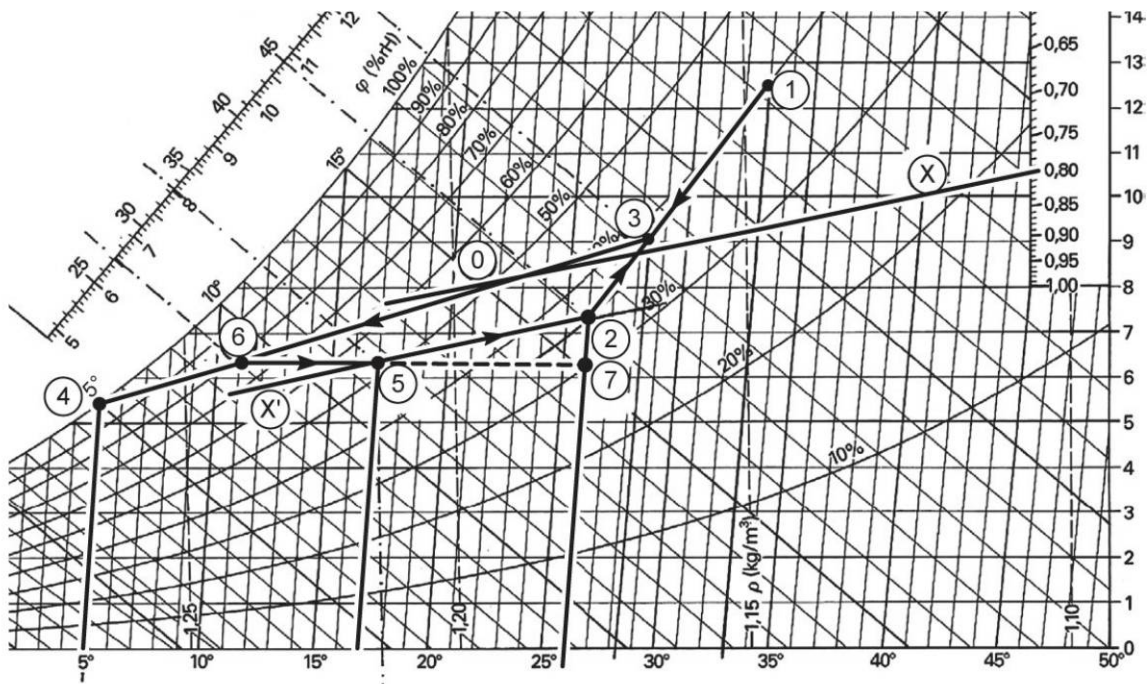


Figure 2.36 Évolutions psychrométriques dans l'équipement et dans le local l'été

- ▶ La température de surface est de **5 °C** (repère 4).
- ▶ Relier les points **3** et **4**, ce segment représente l'évolution de l'air dans la batterie froide.
- ▶ Tracer une parallèle à l'oblique **FCS (X)** passant par le point figuratif de l'air repris. Cette parallèle représente la droite d'évolution de l'air dans le local (**repère X'**).
- ▶ Si l'air est soufflé à 17 °C, élever une verticale à 17 °C, l'intersection avec la droite d'évolution (X') donne un point (repère 5) qui correspond à l'état psychrométrique de l'air à souffler.
- ▶ Tracer l'horizontale en « 5 », cette horizontale coupe l'oblique « 3-4 » en 6.

L'évolution 3-6 correspond à la batterie froide.

L'évolution 6-5 correspond à la batterie de réchauffage.

L'évolution 5-2 correspond au local climatisé.

À ce stade, toutes les évolutions psychrométriques sont connues.

2 – Valeurs caractéristiques (tableau 2.5).

Tableau 2.5

Grandeurs physiques	t_s	t_h	t_r	H	W	φ	ρ
Point 1	33	22	17,5	66	12,5	40	1,145
Point 2	26	16	9,5	45	7,3	35	1,175
Point 3	28,33	18	13	52	9	38	1,17
Point 4	5	5	5	19	5,4	100	1,27
Point 5	17	11,5	7,5	33	6,2	51	1,22
Point 6	11	9	7,5	27	6,2	78	1,24

3 – Calculer le débit massique d'air.

Dans le local, l'air évolue de 5 à 2, la différence des enthalpies entre ces 2 airs est $45 - 33 = 12$ kJ/kg d'air.

La puissance totale à évacuer étant de 50 kW, le débit massique d'air nécessaire est donc :

$$50/12 = 4,17 \text{ kg/s} = \mathbf{15\ 000 \text{ kg/h.}}$$

4 – Débit volumique d'air à souffler.

Le ventilateur souffle en « 5 », la masse volumique en ce point est : $\rho = 1,22 \text{ kg/m}^3$.

$$Q_v = Q_m/\rho = 4,17/1,22 = 3,42 \text{ m}^3/\text{s} = \mathbf{12\ 305 \text{ m}^3/\text{h.}}$$

5 – Calculer la puissance totale de la batterie froide.

Sur la batterie froide, l'air évolue de « 3 » à « 6 », la différence des enthalpies entre ces 2 airs est $52 - 27 = 25$ kJ/kg.

La puissance de la batterie froide est donc : $4,17 \times 25 = \mathbf{104,25 \text{ kW.}}$

6 – Calculer la puissance de la batterie de réchauffage.

Sur la batterie de réchauffage, l'air évolue de « 6 » à « 5 », la différence des enthalpies entre ces 2 airs est $33 - 27 = 6$ kJ/kg. La puissance de la batterie de réchauffage est donc $4,545 \times 6 = 27,3$ kw.

7 – Calculer la masse d'eau condensée par heure.

La masse d'eau condensée par kilogramme d'air est $W3 - W6 = 9 - 6,2 = 2,8$ g d'eau/kg d'air.

Le débit massique d'air étant de **16 364 kg/h**, la masse d'eau condensée est $16\,364 \times 2,8 = 45\,820$ g/h. Soit environ 46 kg/h ou **46 litres par heure**.

2.9 Comparaison des 2 systèmes d'humidification : vapeur saturée sèche et laveur adiabatique

2.9.1 Considération sur l'hygiène

La vapeur saturée sèche est exempte de tout germe pathogène.

Les laveurs adiabatiques peuvent être à réserve d'eau ou non, ils peuvent aussi comporter un média d'échange. Les laveurs adiabatiques sont donc propices au développement de différentes bactéries dont la plus connue est la légionelle. Cette bactérie peut provoquer une infection appelée légionellose.

Dans de nombreuses applications de conditionnement d'air, telles que les blocs opératoires, les salles de cinéma, etc., les laveurs adiabatiques sont donc proscrits. Cependant ils peuvent être utilisés dans des applications de différents processus industriels.

2.9.2 Comparaison des modes de régulation

Les laveurs adiabatiques sont régulés en tout ou rien. Cependant, si la température en amont est régulée, l'hygrométrie absolue après le laveur est variable.

Les humidificateurs à vapeur saturée sèche peuvent être facilement réglés et ce à partir d'un signal pilote généralement de 0 à 10 V. La masse d'eau produite est alors proportionnelle au signal pilote.

2.9.3 Comparaison des coûts de fonctionnement en hiver

En hiver, à l'extérieur, l'hygrométrie relative est élevée, par contre l'hygrométrie absolue est faible de sorte qu'après le processus de chauffage, l'hygrométrie relative est généralement insuffisante.

Les évolutions ci-dessous représentent les 2 possibilités suivantes :

- Chauffer (évolution 1-2) puis humidifier par vapeur saturée sèche (évolution 2-3).
- Chauffer (évolution 1-2') puis humidifier par laveur adiabatique (évolution 2'-3).

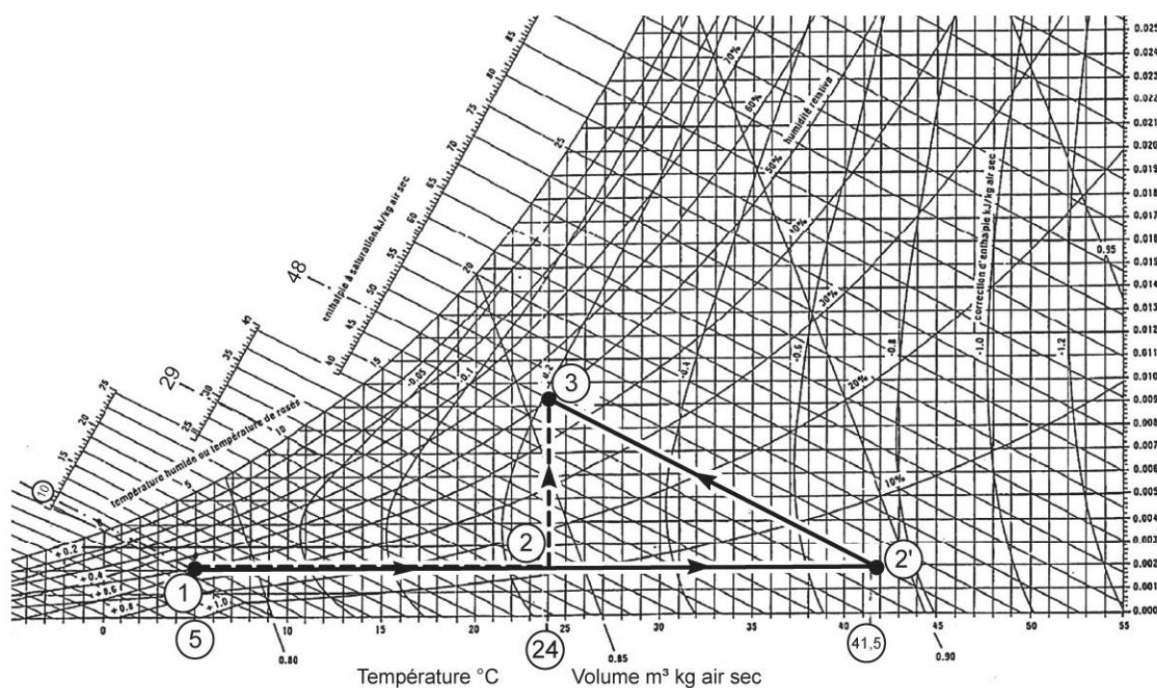


Figure 2.37 Comparaison des évolutions psychrométriques lors de l'humidification par laveur adiabatique et par vapeur saturée sèche

Dans chacun des cas, la différence d'enthalpie est identique ($H_3 - H_1$), soit $48 - 10 = 38$ kJ/kg d'air.

Donc, en hiver, la dépense d'énergie par kg d'air est approximativement identique pour chacun des procédés.

Remarque

Notons que le coût d'un kWh électrique correspondant à l'humidificateur à vapeur saturée sèche est supérieur au coût du kWh eau chaude résultant généralement de la combustion de gaz ou de fioul.

Tableau 2.6 Tableau des valeurs caractéristiques

Grandeurs physiques	θ_s	θ_h	θ_r	H	W	ϕ	v
Point 1	5	0,5	- 7	10	2	40	0,785
Point 2	24	10	- 7	29	2	12	0,845
Point 2'	41,5	17	- 7	48	2	4	0,895
Point 3	24	17	13	48	9,2	50	0,854

2.9.4 Comparaison des coûts de fonctionnement en été

En été, il convient généralement de déshumidifier et de refroidir l'air. Il peut cependant arriver qu'il faille humidifier.

Exemple : Installation fonctionnant en tout air neuf.

Débit volumique : $Q_v = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Air extérieur : température sèche $\theta = 30^\circ\text{C}$, hygrométrie relative $\psi = 20\%$.

Air de reprise : température sèche $\theta = 26^\circ\text{C}$, hygrométrie relative $\psi = 40\%$.

Les calculs conduisent à l'air soufflé suivant :

Température sèche = 17°C .

Hygrométrie relative = 60% .

La figure 2.38 présente l'évolution psychrométrique.

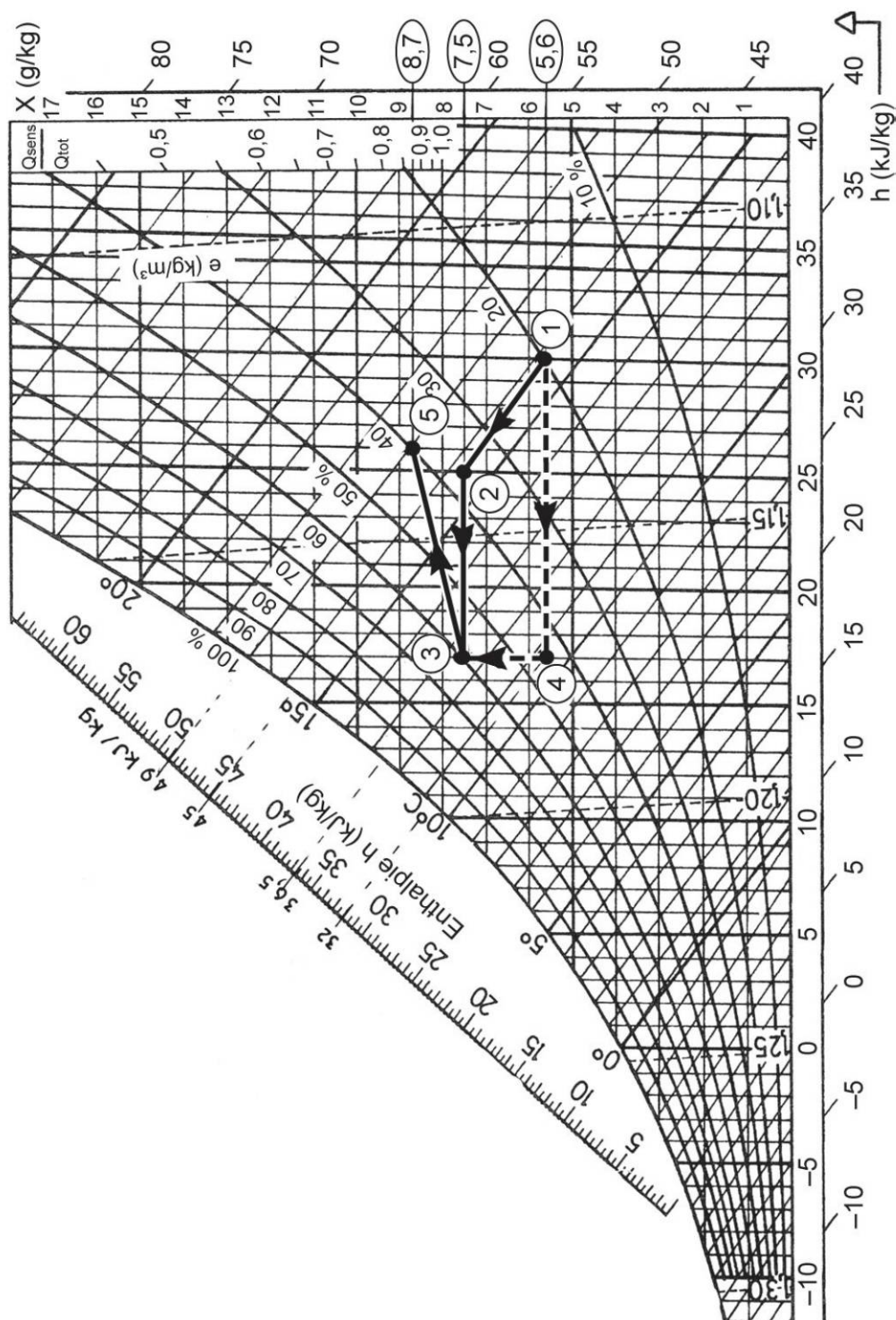


Figure 2.38 Comparaison des évolutions psychrométriques lors de l'humidification par laveur adiabatique et par vapeur saturée sèche en été

1-2 : évolution au niveau du laveur adiabatique.

2-3 : évolution au niveau de la batterie froide (la batterie froide étant associée au laveur adiabatique).

1-4 : évolution au niveau de la batterie froide (la batterie froide étant associée à l'humidificateur à vapeur saturée sèche).

4-3 : évolution au niveau de l'humidificateur à vapeur saturée sèche.

3-5 : évolution dans le local.

Tableau 2.7 Tableau des valeurs caractéristiques

Points caractéristiques	Grandeurs physiques						
	θ_s	θ_h	θ_r	H	W	ψ	ρ
1	30	16	5	45	5,6	20	1,125
2	25	16	9,5	45	7,5	37	1,14
3	17	12	9,5	36,5	7,5	60	1,17
4	17	11	5	32	5,6	45	1,175
5	26	17	12	49	8,7	40	1,125

Débit massique d'air :

$$Q_m = Q_v \times \rho = 10\,000 \times 1,17 = 11\,700 \text{ kg/h} = 3,25 \text{ kg/s.}$$

Première hypothèse :

Laveur adiabatique (évolution 1-2),

Batterie froide sèche (évolution 2-3).

Puissance de la batterie froide :

$$P = Q_m \times \Delta H (2-3) = 3,25 (45 - 36,5) = 27,6 \text{ kW.}$$

Deuxième hypothèse :

Batterie froide sèche (évolution 1-4),

Humidificateur à vapeur saturée sèche (évolution 4-3).

Puissance de la batterie froide :

$$P = Q_m \times \Delta H (1-4) = 3,25 \times (45 - 32) = 42,25 \text{ kW}.$$

Puissance de l'humidificateur :

$$P = Q_m \times \Delta H (3-4) = 3,25 \times (36,5 - 32) = 14,6 \text{ kW}.$$

Dans cette deuxième hypothèse, la puissance totale nécessaire est la suivante :

$$P \text{ totale} = 42,25 + 14,6 = 56,85 \text{ kW}.$$

En été, l'humidification par laveur adiabatique est très favorable sur le plan énergétique.

2.10 Comparaison des procédés de déshumidification

2.10.1 Rappel des différents procédés permettant la déshumidification

- ▶ Batterie froide à eau glacée ou batterie à détente directe.
- ▶ Laveur à eau froide.
- ▶ Roue déshydratante (média comportant un produit adsorbant). Il s'agit alors de déshumidification par adsorption.
- ▶ Laveur comportant une solution aqueuse (sels hygroscopiques en solution dans l'eau). Il s'agit alors de déshumidification par absorption.

2.10.2 Rappels sur la déshydratation par batterie froide

Une batterie déshumidifie lorsque sa température de surface est inférieure à la température de rosée de l'air traité.

Ce procédé ne permet pas l'obtention d'air très sec. La limite se situe aux environs de 5 grammes d'eau par kilogramme d'air sec. La température de rosée de l'air traité est alors de 4 °C.

Avec cette méthode, si l'on souhaite une plus grande déshumidification, il faut alors une batterie froide dont la température de surface soit inférieure à 0 °C. L'eau condensée forme alors du givre, il en découle les problèmes suivants :

- ▶ coefficient d'échange de la batterie réduit,
- ▶ augmentation de la perte de charge sur l'air,
- ▶ dégivrages nécessaires, ce qui implique une régulation adaptée et une dépense d'énergie supplémentaire,
- ▶ un fonctionnement cyclique du processus (du fait des dégivrages).

2.10.3 Laveur à eau glacée

Le principe de déshumidification est pratiquement analogue à celui décrit ci-dessus. Si la température de l'eau pulvérisée est inférieure à la température de rosée de l'air à traiter, il y a condensation d'une partie de la vapeur d'eau de l'air.

La température de l'eau glacée ne pouvant être inférieure à 0 °C, la limite de déshumidification se situe aux environs de 5 grammes d'eau par kilogramme d'air sec.

2.10.4 Déshydratation par adsorbants

On parle de déshydratation par adsorption.

L'adsorbant (solide) est un produit microporeux. Sa surface interne est très grande au regard de sa masse. Les molécules de vapeur d'eau sont piégées dans les porosités.

En traitement de l'air, le procédé consiste généralement en une roue dont le média d'échange est enduit d'un produit hygroscopique. Du fait de la rotation de la roue, un transfert de chaleur latente s'opère entre 2 flux d'air (ce procédé est décrit au chapitre 10 « Récupération d'énergie »).

2.10.5 Laveur à solution absorbante

On parle de déshydratation par absorption.

Plusieurs produits pourraient convenir pour déshumidifier l'air en raison de leur caractère hygroscopique, parmi lesquels on peut citer :

- ▶ acide sulfurique,
- ▶ tri-éthylène-glycol, glycérine,
- ▶ solution de chlorure de zinc, de calcium ou de lithium,
- ▶ solution de bromure de lithium.

C'est le chlorure de lithium qui présente le plus d'intérêt en traitement de l'air en raison de ses caractéristiques excellentes au regard des propriétés suivantes :

- ▶ très hygroscopique,
- ▶ basse tension de vapeur,
- ▶ très bonne stabilité chimique,
- ▶ propriétés bactéricides,
- ▶ bonne solubilité aqueuse,
- ▶ additionné d'inhibiteur, n'a pas de corrosivité à l'égard des matériaux de construction.

Les propriétés ci-dessus font que ce procédé est tout à fait adapté aux locaux où il convient de garantir une hygiène optimale : hôpitaux, fabrication de médicaments etc.

Ce procédé permet par ailleurs des températures de rosée très basses : de l'ordre de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

L'hygrométrie absolue correspondante est alors d'environ **0,6 gramme** d'eau par kilogramme d'air sec.

Les autres produits absorbants chimiques ne conviennent pas pour le traitement de l'air de confort pour les raisons suivantes :

- ▶ corrosivité,
- ▶ instabilité chimique, etc.

■ Exemple de déshumidificateur à absorption

L'appareil de déshumidification ci-dessus comporte 2 parties principales qui sont le conditionneur qui fait office d'absorbeur de vapeur d'eau et le régénérateur qui fait office de concentrateur (élimination de la vapeur d'eau préalablement absorbée).

La capacité de déshumidification de l'absorbeur est proportionnelle à la concentration et inversement proportionnelle à la température.

À l'inverse, le concentrateur demande une température élevée pour évacuer l'eau préalablement absorbée.

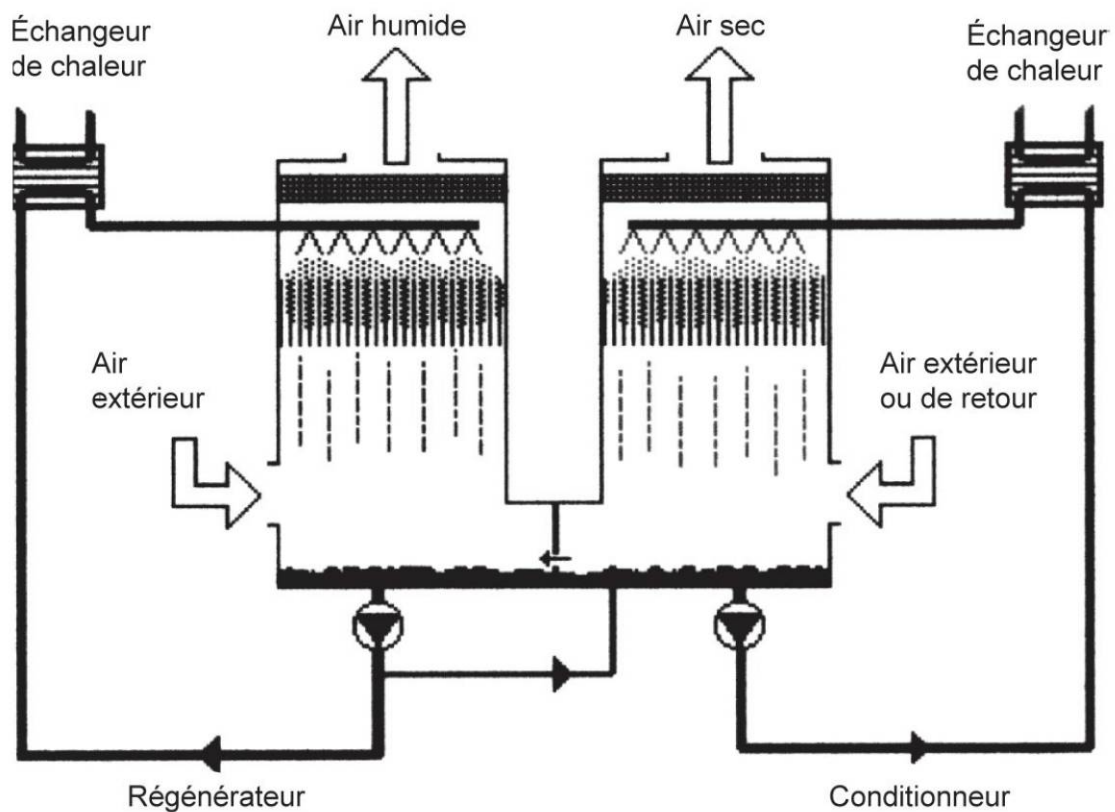


Figure 2.39 Déshumidificateur complet avec absorbeur et régénérateur (Doc. Dessica)

2.10.6 Comparaison entre la déshumidification par batterie froide et par laveur à solution absorbante

Hypothèses :

- ▶ Débit d'air à déshumidifier : $25\,000\text{ m}^3/\text{h}$.
- ▶ Air à traiter : Temp. sèche $\theta_s = 25\text{ °C}$, hygrométrie relative $\Psi = 50\%$.
- ▶ Air traité : Temp. sèche $\theta_s = 25\text{ °C}$, hygrométrie relative $\Psi = 25\%$.

■ Déshumidification par batterie froide

Au niveau de la batterie froide, l'air évolue de « 1 » à « 3 ».

Au niveau de la batterie de chauffage, l'air évolue de « 3 » à « 4 ».

La batterie froide a une température de surface moyenne de 0 °C .

Tableau 2.8 Principales grandeurs psychrométriques

	Grandeurs psychrométriques						
	θ_s	θ_h	θ_r	Ψ	W	H	ρ
Air à traiter (1)	25	18	14	50	10,4	52	1,14
Air en sortie BF (3)	5,5	4,5	4	90	5,15	19	1,23
Air traité (4)	25	13,5	4	25	5,15	39	1,14

□ Calcul des puissances à mettre en jeu

Débit massique d'air à traiter :

$$Q_m = Q_v \times \rho.$$

$$Q_v = 25\,000\text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\rho = 1,14\text{ kg/m}^3.$$

$$Q_m = 25\,000 \times 1,14 = 28\,500\text{ kg/h} = 7,92\text{ kg/s}.$$

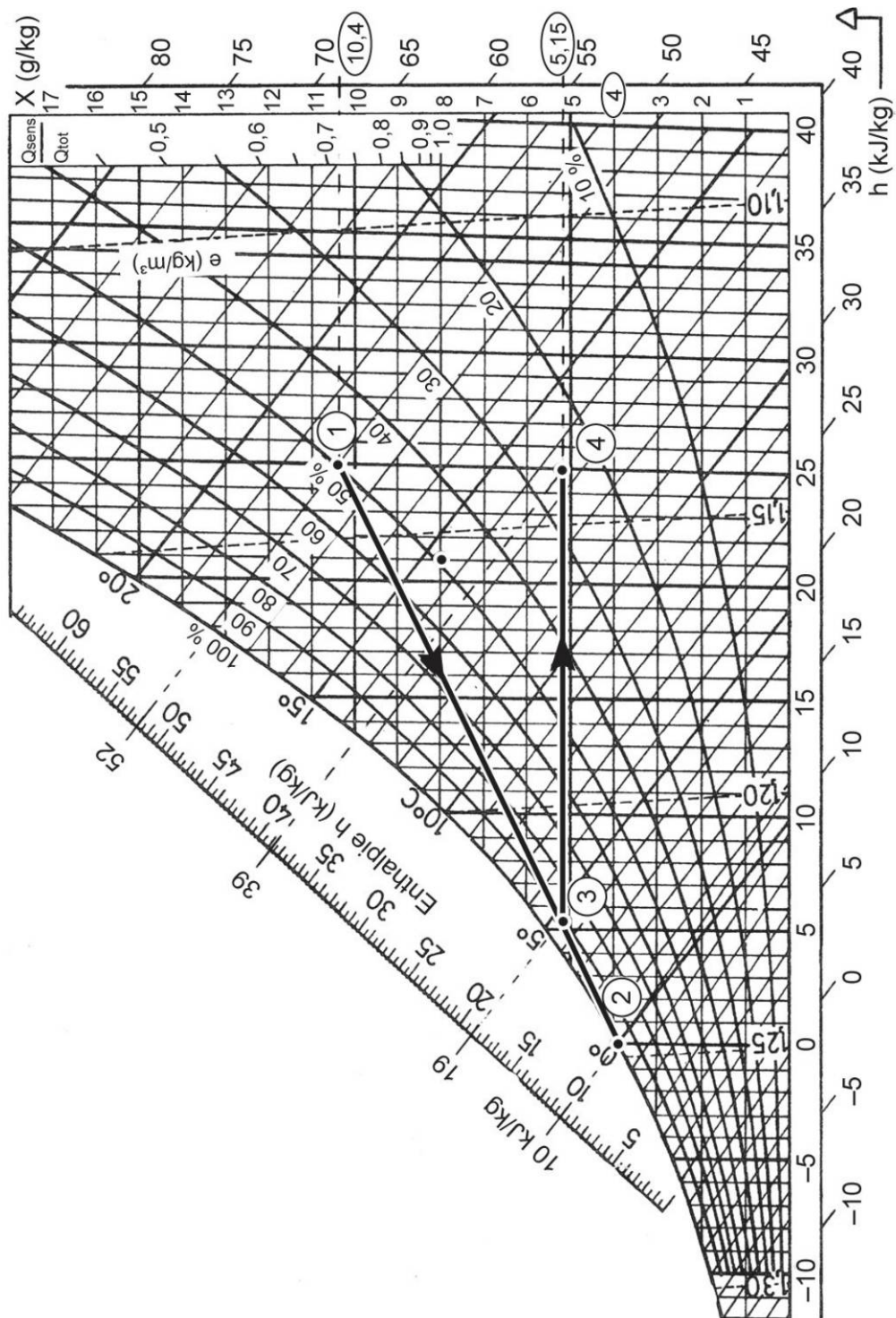


Figure 2.40 Évolution psychrométrique lors d'un processus de déshumidification par batterie froide

Différence d'enthalpie au niveau de la batterie froide :

$$\Delta H = H_1 - H_3 = 52 - 19 = 33 \text{ kJ/kg d'air.}$$

Puissance de la batterie froide :

$$P = Q_m \times \Delta H (1-3) = 7,92 \times 33 = 261,36 \text{ kW.}$$

Puissance de la batterie chaude :

$$P = Q_m \times \Delta H (4-3) = 7,92 \times (39 - 19) = 158,4 \text{ kW.}$$

La puissance totale nécessaire est donc :

$$P = 261,36 + 158,4 = 419,76 \text{ kW.}$$

■ Déshumidification par solution absorbante

Valeurs garanties par le fabricant du déshumidificateur (**Dessica**) :

- ▶ Température de l'eau froide nécessaire à l'absorbeur : **16 °C**, rejet de cette eau à **22 °C**.
- ▶ Débit d'eau froide **$Q_v = 18 \text{ m}^3/\text{h}$** .
- ▶ Puissance de refroidissement **$P = 125 \text{ kW}$** .
- ▶ Température de l'eau chaude nécessaire au concentrateur **80 °C**, rejet de cette eau à **+70 °C**.
- ▶ Débit d'eau chaude **$Q_v = 16 \text{ m}^3/\text{h}$** .
- ▶ Puissance de chauffage **$P = 186 \text{ kW}$** .

La puissance totale à mettre en jeu est donc **$P = 125 + 186 = 311 \text{ kW}$** .

Cette puissance est à comparer aux **430,4 kW** nécessaires avec la technologie « **eau glacée** ».

L'eau nécessaire à l'absorbeur (**125 kW**) dont le régime est **+16 °C ; +22 °C** peut provenir d'eau de forage, d'eau de rivière, d'eau de retour de process ou encore d'eau refroidie par une tour de refroidissement ; le coût de cette eau peut alors à la limite être négligé.

La puissance totale alors nécessaire serait de **186 kW**.

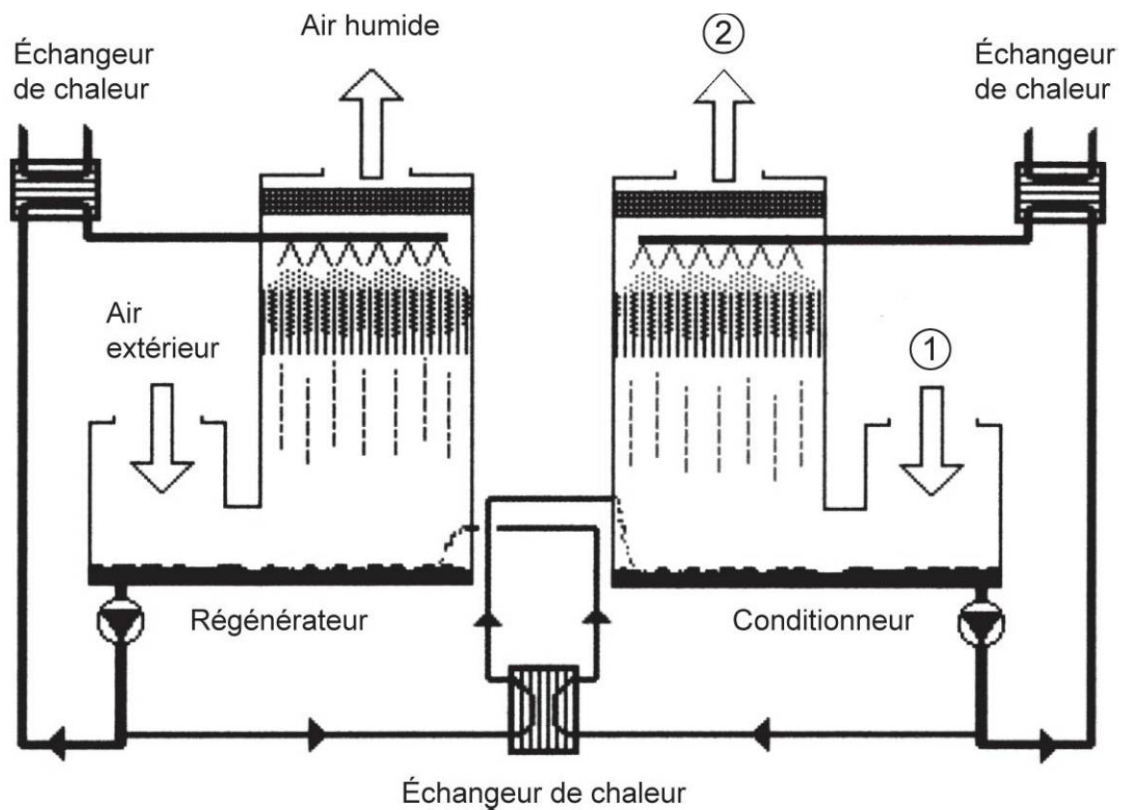


Figure 2.41 Exemple de déshumidification (Doc. Dessica)

« 1 » : Air à déshumidifier : température sèche = **25 °C**, poids d'eau : **10 g/kg d'air sec** ; « 2 » : Air traité : température sèche = **25 °C**, poids d'eau : **5 g/kg d'air sec**.

Le gain de puissance généré par ce procédé vis-à-vis du procédé « eau glacée » serait alors :

$$419,76 - 186 = 233,7 \text{ kW}$$

La déshydratation par absorption s'avère donc **très économique en fonctionnement**.

2.10.7 Séchoir à saucissons. Étude comparative entre le séchage thermodynamique et le séchage par absorption physique

Tableau 2.9 Caractéristiques techniques

Volume de cellule de séchage	700 m ³
Quantité de produits carnés à traiter	75 000 kg
Déshumidification (6 %)	4 500 kg
Durée de séchage	1 semaine
Flux d'air total	17 250 m ³ /h
Conditions ambiantes (reprise)	$\theta_s = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 70\text{ }\%$
Vitesse de séchage	27 kg/h

■ Séchage thermodynamique et chauffage

Débit volumique $Q_v = 17\,250\text{ m}^3/\text{h}$

Masse volumique de l'air : $\rho = 1,22\text{ kg/m}^3$

Débit massique d'air $Q_m = Q_v \times \rho = 17\,250 \times 1,22 = 21\,045\text{ kg/h} = 5,85\text{ kg/s}$.

Différence d'enthalpie à la batterie froide : $\Delta H = 16,5 - 4,5 = 12\text{ kJ/kg d'air}$.

Puissance de la batterie froide : $P = Q_m \times \Delta H = 5,85 \times 12 = 70\text{ kW}$.

Différence d'enthalpie à la batterie de réchauffage : $\Delta H = H_4 - H_2 = 15 - 4,5 = 10,5\text{ kJ/kg}$.

Puissance de la batterie de réchauffage : $P = Q_m \times \Delta H = 5,85 \times 10,5 = 61,5\text{ kW}$.

La puissance totale à mettre en jeu pour réaliser le processus de déshydratation est donc :

$$P = 70 + 61,5 = 131,5 \text{ kW}$$

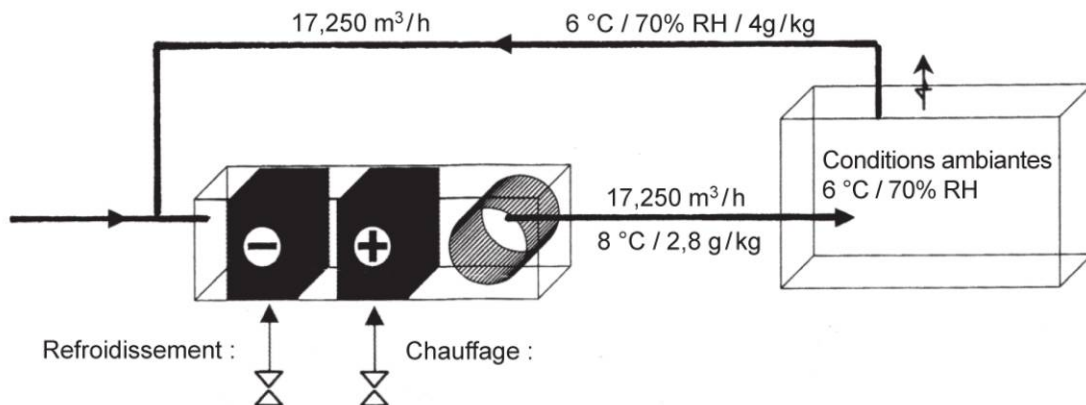


Figure 2.42 Schéma de principe du système de déshydratation thermodynamique (Doc. Dessica)

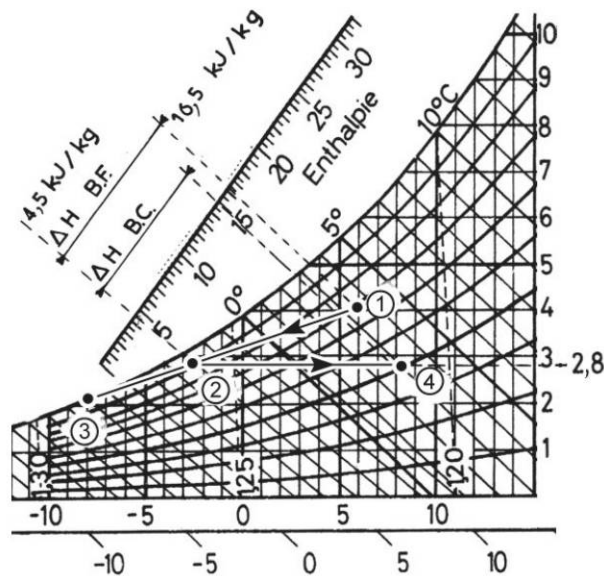


Figure 2.43 Évolutions psychrométriques en séchage thermodynamique

1-2 : Évolution sur la batterie froide ; **2-4** : Évolution sur la batterie de chauffage ; « **1** » : Air de reprise du séchoir ; « **3** » : Température de surface de la batterie froide ; « **4** » : Air soufflé dans le séchoir.

■ Déshydratation par absorption physique (procédé Kathabar)

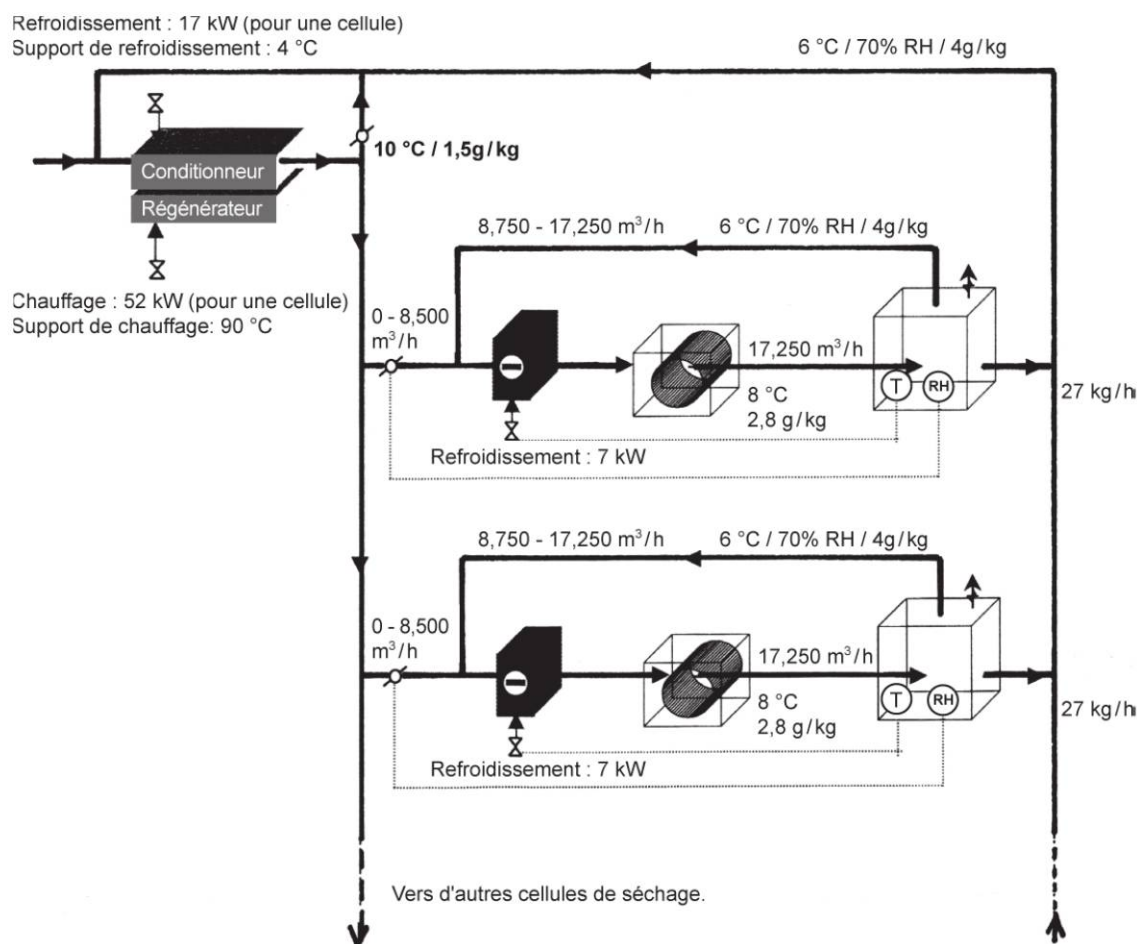


Figure 2.44 Schéma de principe du séchage par absorption physique (Doc. Dessica)

Dans le cas de cette installation, un seul déshumidificateur est associé à 2 cellules, chaque cellule éliminant la même quantité d'eau que l'installation précédente (27 kg/h).

Ramenée à une cellule, la puissance de refroidissement est de 24 kW à 4 °C et la puissance de chauffage est de 52 kW à 90 °C.

Tableau 2.10 Tableau comparatif des puissances et températures des 2 systèmes

	Système classique Batterie froide	Kathabar (absorption)
Puissance de refroidissement	70 kW	24 kW
Température	-8 °C	4 °C
Puissance de réchauffage	61,5 kW	52 kW
Température	40 °C	90 °C

□ **Rappel des autres avantages de ce système de déshydratation**

- ▶ Anti-corrosion, les appareils étant fabriqués en polypropylène.
- ▶ Très importants gains de puissance en chauffage et en refroidissement.
- ▶ La température des fluides de refroidissement est très supérieure aux températures nécessaires avec batteries froides.
- ▶ Décontamination microbiologique.
- ▶ Maintenance minime.
- ▶ Très longue durée de vie.
- ▶ Fonction de filtre : élimine la plupart des poussières.

3

Aéraulique

3.1 Les pressions en aéraulique

3.1.1 Généralités

En aéraulique, les 3 pressions (totale, statique et dynamique) doivent être connues tout au long d'un circuit.

Pression statique : la pression statique est une pression potentielle. Un pneu de voiture est gonflé à 3 bar, il s'agit ici d'une pression statique. En aéraulique, la pression statique s'exprime en pascals (Pa), en décapascals (daPa) ou en millimètres de colonne d'eau (mmCE).

Pression dynamique : la pression dynamique suppose le déplacement d'un fluide. Elle se calcule à partir de la formule suivante :

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2$$

P_d en pascals ; **ρ** : masse volumique en kg/m³ ; **v** : vitesse en m/s.

Le poids volumique est égal au produit de la masse volumique par la pesanteur.

$$\varpi = \rho \times g$$

ϖ : poids volumique en N/m³ ; **ρ** : masse volumique en kg/m³ ; **g** : accélération de la pesanteur en m/s².

$$\rho = \frac{\varpi}{g} = \frac{\frac{N}{m^3}}{\frac{m}{s^2}} = \frac{N}{m^3} \times \frac{s^2}{m} = \frac{Ns^2}{m^4}$$

Dans la formule $Pd = \frac{1}{2} \rho v^2$, il est possible de remplacer ρ par son équivalent $\frac{Ns^2}{m^4}$.

$$Pd = \frac{1}{2} \times \frac{Ns^2}{m^4} \times v^2 = \frac{1}{2} \times \frac{Ns^2}{m^4} \times \frac{m^2}{s^2} = \frac{N}{m^2} = \text{pascals.}$$

La pression totale est la somme de la pression dynamique et de la pression statique. La pression statique est négative sur l'aspiration d'un ventilateur et positive sur le refoulement. La pression dynamique étant liée à la vitesse, elle est toujours positive. Sur le refoulement d'un ventilateur, toutes les pressions sont positives (sauf cas particulier lié au phénomène de Venturi). La pression totale est donc la somme arithmétique, algébrique ou vectorielle des pressions statiques et dynamiques.

Sur l'aspiration d'un ventilateur, la pression statique est négative et la pression dynamique est positive. La pression totale est donc la somme algébrique ou vectorielle des pressions statiques et dynamiques.

Exemple : sur l'aspiration d'un ventilateur on a $Pd = +6$ daPa et $Ps = -26$ daPa.

La somme algébrique donne donc $Pt = 6 + (-26) = -20$ daPa.

3.1.2 Mesure des pressions en aéraulique

L'appareil de mesure le plus utilisé en aéraulique est le tube de Pitot associé à un manomètre à colonne de liquide ou à un manomètre digital (voir le chapitre 12 « Mesures et comptage en génie climatique »).

Ce tube de Pitot est constitué de 2 tubes concentriques coudés en équerre. Le tube central comporte à son extrémité un orifice qui doit être placé frontalement aux filets d'air. Le tube extérieur comporte plusieurs orifices de petits diamètres. Lors des mesures, la partie du tube de Pitot comportant ces orifices doit être rigoureusement parallèle aux filets d'air de sorte que la pression dynamique n'intervienne pas.

Il permet de mesurer les pressions dynamiques, statiques et totales. De la pression dynamique on peut calculer la vitesse et donc le débit dans la gaine :

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2$$

P_d : pression dynamique en pascals (**Pa**) ; **ρ** : masse volumique en kg/m³ ;
v : vitesse de l'air en m/s.

$$Q_v = \text{vitesse} \times \text{section}$$

Q_v en m³/s ; vitesse : v en m/s ; section S en m².

Le tube de Pitot ne convient cependant pas pour les très faibles vitesses (en dessous de **2 m/s**). Le classique manomètre à colonne de liquide est actuellement souvent remplacé par un appareil numérique donnant en lecture directe les pressions et les vitesses (figure 3.1).

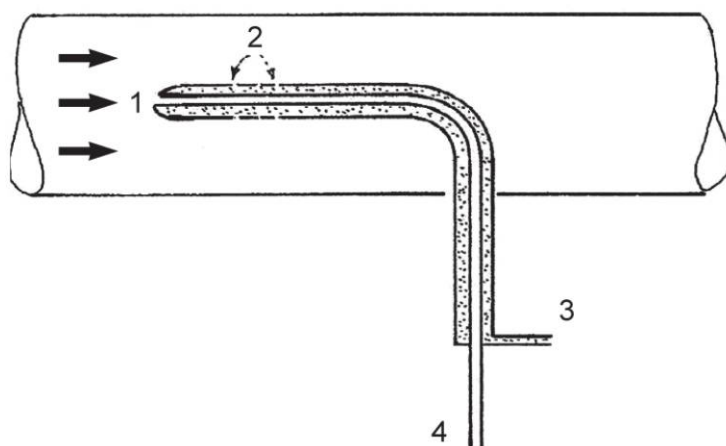


Figure 3.1 Schéma de principe d'un tube de Pitot

1 : Orifice frontal sensible à la pression dynamique et à la pression statique donc à la pression totale ; **2** : Orifices parallèles aux filets d'air, la partie en pointillé ne réagit donc qu'à la pression statique ; **3** : Raccordement permettant la mesure de la pression statique au manomètre à colonne de liquide ; **4** : Raccordement permettant la mesure de la pression totale au manomètre à colonne de liquide.

Concrétisons les mesures effectuées à partir du tube de Pitot. En un point d'un réseau aéraulique, il convient de mesurer les pressions totales, statiques et dynamiques. On considère que ces pressions sont mesurées en aval d'un ventilateur.

Le manomètre à colonne de liquide est chargé en eau colorée, la règle graduée indique une dénivellation de 6 mm. La pression totale au droit de la mesure est donc de 6 daPa ou 6 mmCE ou 60 Pa.

Remarque

L'eau est souvent remplacée par de l'alcool coloré dont la densité est inférieure à celle de l'eau de sorte que les dénivellations sont plus importantes. La règle repérée en mm de CE est graduée en conséquence.

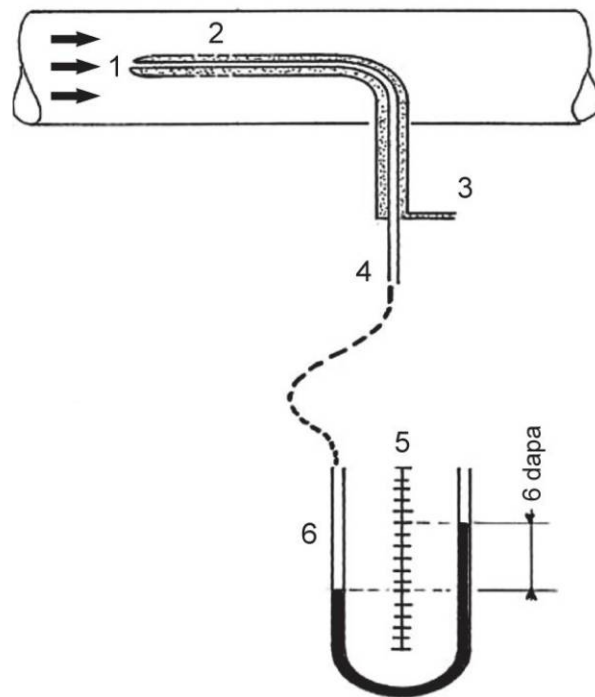


Figure 3.2 Tube de Pitot en configuration mesure de pression totale

La dénivellation dans le manomètre à colonne de liquide est ici de **4 mm** (figure 3.3), la pression statique au droit de la mesure est donc de **4 daPa ou 40 Pa**.

À ce stade, toutes les pressions sont connues, la pression totale étant la somme de la pression statique et de la pression dynamique.

$$P_d = P_t - P_s = 6 - 4 = 2 \text{ daPa ou } 20 \text{ Pa.}$$

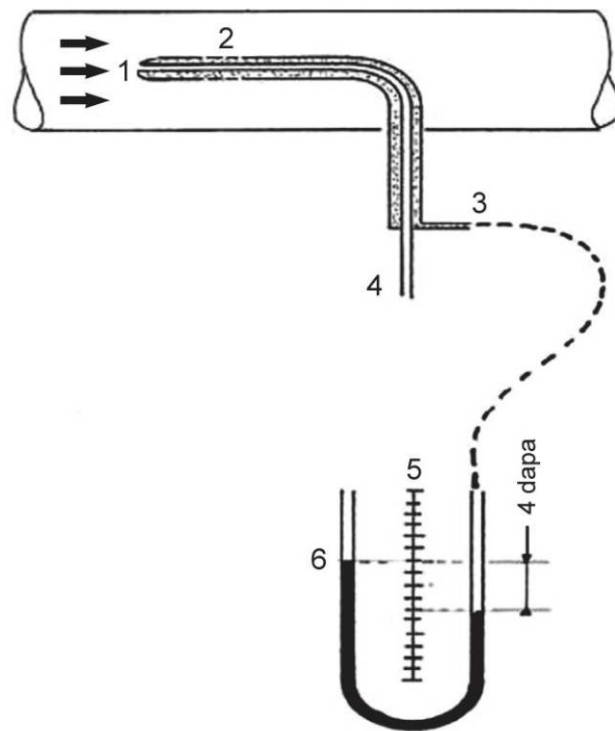


Figure 3.3 Tube de Pitot en configuration mesure de pression statique

Effectuons cependant la mesure de la pression dynamique.

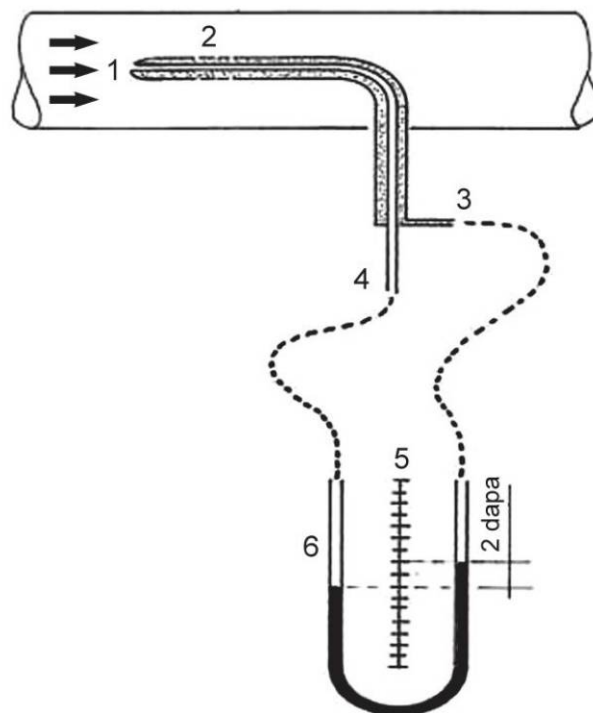


Figure 3.4 Tube de Pitot en configuration mesure de pression dynamique

La dénivellation indiquée par l'échelle graduée est de **2 mm**, la pression dynamique au droit de la mesure est donc de **2 daPa** ou **20 Pa**.

Explications :

La branche de gauche du manomètre reçoit la pression statique et la pression dynamique, la branche de droite ne reçoit que la pression statique, les 2 pressions statiques s'annulant, seule la pression dynamique intervient sur la dénivellation de la colonne de liquide.

Il existe d'autres appareils permettant la mesure des pressions en gaine.

Les mesures ci-dessus sont effectuées sur le refoulement d'un ventilateur. Les mêmes mesures effectuées sur l'aspiration donneraient une pression totale négative, une pression statique négative et une pression dynamique positive.

3.1.3 Calcul des pertes de charge

Un circuit aéraulique comporte 2 types de pertes de charge qui sont les pertes de charge singulières (coudes, convergent, divergent, etc.) et les pertes de charge linéaires (longueurs droites).

Le calcul des pertes de charge singulières s'effectue souvent de la façon suivante. On affecte à chaque singularité un coefficient spécifique dzêta (ζ). En multipliant ce coefficient par la pression dynamique au droit de cette singularité, on obtient la perte de charge correspondante.

$$\Delta p = \zeta \times \frac{\rho v^2}{2} \text{ en Pa.}$$

Pour les valeurs de ζ voir le tableau 3.6.

■ Calcul des pertes de charges linéaires

Des tableaux donnent les coefficients de pertes de charge linéaires (R') en fonction de la nature, de la forme, de la vitesse de l'air dans les différents conduits aérauliques.

Δp linéaire = Coefficient de perte de charge au mètre (R') $\times$ longueur = $R' \times L$.

3.1.4 Exemples de calculs de perte de charge

■ Pertes de charge linéaires

Considérons deux tronçons de gaine droite, l'un sur l'aspiration l'autre sur le refoulement d'un ventilateur (figure 3.5).

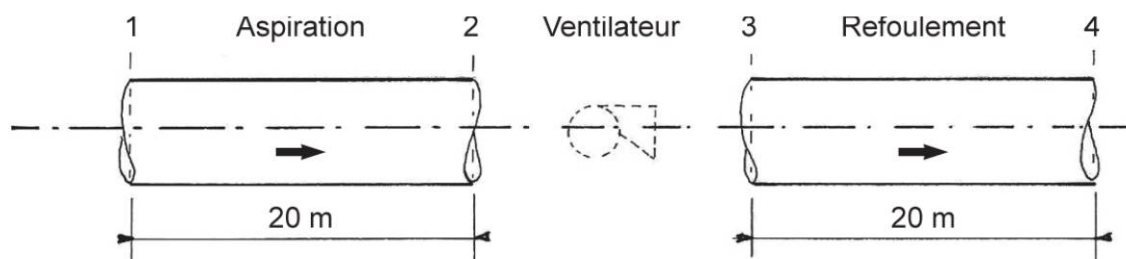


Figure 3.5 Ventilateur avec élément de gaine en amont et en aval

La perte de charge au **ml** est de **0,15 daPa** (d'après abaque).

La masse volumique de l'air (ρ) = **1,2 kg/m³**.

La vitesse de l'air est **$v = 8$ m/s**.

La pression statique en « 1 » est **$P_s = -12$ daPa**.

La pression statique en « 4 » est **$P_s = 8$ daPa**.

□ **Calculer les pressions dynamiques, statiques et totales aux points 1, 2, 3 et 4**

Pressions en « 1 » :

Pression dynamique = $\frac{1}{2} \rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 8^2 = 38,4 \text{ Pa} = \mathbf{3,84 \text{ daPa}}$.

Pression totale = $-12 + (+3,84) = \mathbf{-8,16 \text{ daPa}}$.

Pressions en « 2 » :

$P_d = \mathbf{3,84 \text{ daPa}}$ (même vitesse qu'en « 1 »).

Chute de pression linéaire de « 1 » à « 2 ».

$\Delta p = 20 \times 0,15 = \mathbf{3 \text{ daPa}}$.

La pression totale est donc $P_t = -8,16 + (-3) = \mathbf{-11,16 \text{ daPa}}$.

La pression statique est $-12 + (-3) = \mathbf{-15 \text{ daPa}}$.

Pressions en « 4 » :

Pression statique $P_s = 8 \text{ daPa}$.

Pression dynamique identique à celle calculée en « 1 » : $P_d = 3,84 \text{ daPa}$.

Pression totale $P_t = P_s + P_d = 8 + 3,84 = 11,84 \text{ daPa}$.

Tableau 3.1 Récapitulatif

Pressions	Points			
	1	2	3	4
P_s	-12	-15	11	8
P_d	3,84	3,84	3,84	3,84
P_t	-8,16	-11,16	14,84	11,84

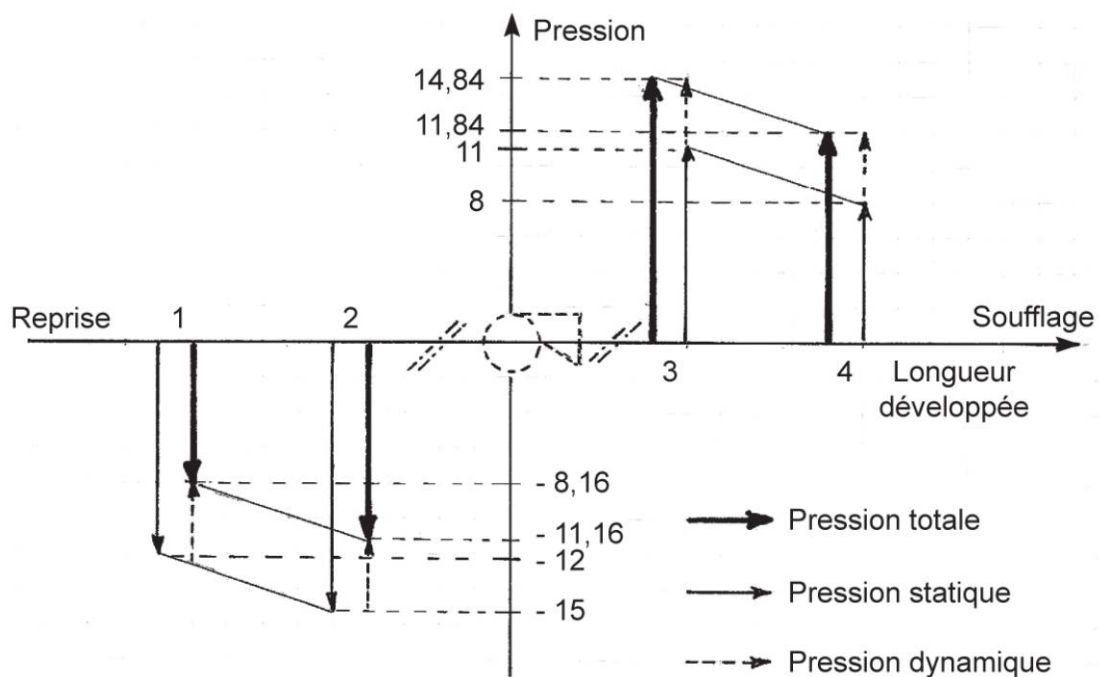


Figure 3.6 Représentation vectorielle des pressions

Pressions en « 3 » :

La pression dynamique est toujours de $3,84 \text{ daPa}$.

La chute de pression linéaire entre « 3 » et « 4 » est identique à celle calculée entre « 1 » et « 2 » ($\Delta p = 3 \text{ daPa}$).

La pression totale en « 3 » est donc $P_t = 11,84 + 3 = 14,84 \text{ daPa}$.

Pression statique $P_s = 14,84 - 3,84 = 11 \text{ daPa}$.

■ Pertes de charge singulières

Étudions l'évolution des pressions au niveau d'un convergent sur l'aspiration et d'un divergent sur le refoulement d'un réseau aéraulique.

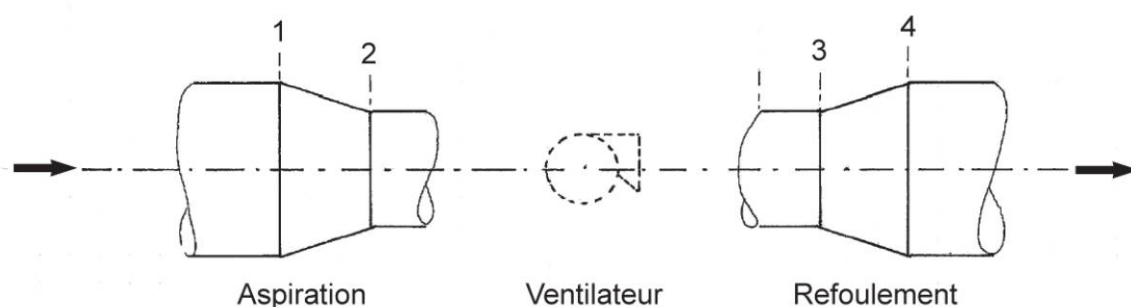


Figure 3.7 Ventilateur avec singularités en amont et en aval

□ Données

Point 1 :

Pression statique = -10 daPa .

Section = 1 m^2 .

Vitesse de l'air = 6 m/s .

Masse volumique de l'air : $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Coefficient de perte de charge du convergent : $\zeta = 0,15$ (doc. spécifique).

Point 2 :

Section = $0,6 \text{ m}^2$.

Point 3 :

Section = $0,6 \text{ m}^2$.

Point 4 :

Section = 1 m^2 .

Pression statique = 12 daPa.

Coefficient de perte de charge du divergent $\zeta = 0,4$.

□ Solutions

Calcul des pressions au point « 1 » :

$P_s = -10$ daPa (par hypothèse).

$P_d = 1/2\rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 6^2 = 21,6$ Pa = 2,16 daPa.

$P_t = P_s + p_d = -10 + 2,16 = -7,84$ daPa.

Calcul des pressions au point « 2 » :

La vitesse de l'air est inversement proportionnelle aux sections.

$$v = \frac{6 \times 1}{0,6} = 10 \text{ m/s}$$

$P_d = 1/2\rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 10^2 = 60$ Pa = 6 daPa.

Perte de charge au niveau de ce convergent ($\zeta = 0,15$).

$\Delta p = \zeta \times P_d = 0,15 \times 6 = 0,9$ daPa.

Pression totale = $P_t 1 + \Delta p = -7,84 + (-0,9) = -8,74$ daPa.

Calcul des pressions en 4 :

$P_s = 12$ daPa (par hypothèse).

$P_d = 2,16$ daPa (idem P_d « 1 »).

$P_t = P_s + p_d = 12 + 2,16 = 14,16$ daPa.

Calcul des pressions en « 3 » :

$P_d = 6$ daPa (idem P_d en « 2 »).

Perte de charge due au divergent ($\zeta = 0,4$).

$\Delta p = \zeta \times P_d = 0,4 \times 6 = 2,4$ daPa.

$P_t = P_t \text{ en 4} + \text{perte de charge du divergent.}$

$$P_t = 14,16 + 2,4 = 16,56 \text{ daPa.}$$

$$P_s = P_t - P_d = 16,56 - 6 = 10,56 \text{ daPa.}$$

Tableau 3.2 Tableau récapitulatif des pressions

Pressions	Points			
	1	2	3	4
P_s	-10	-14,74	10,56	12
P_d	2,16	6	6	2,16
P_t	-7,84	-8,74	16,56	14,16

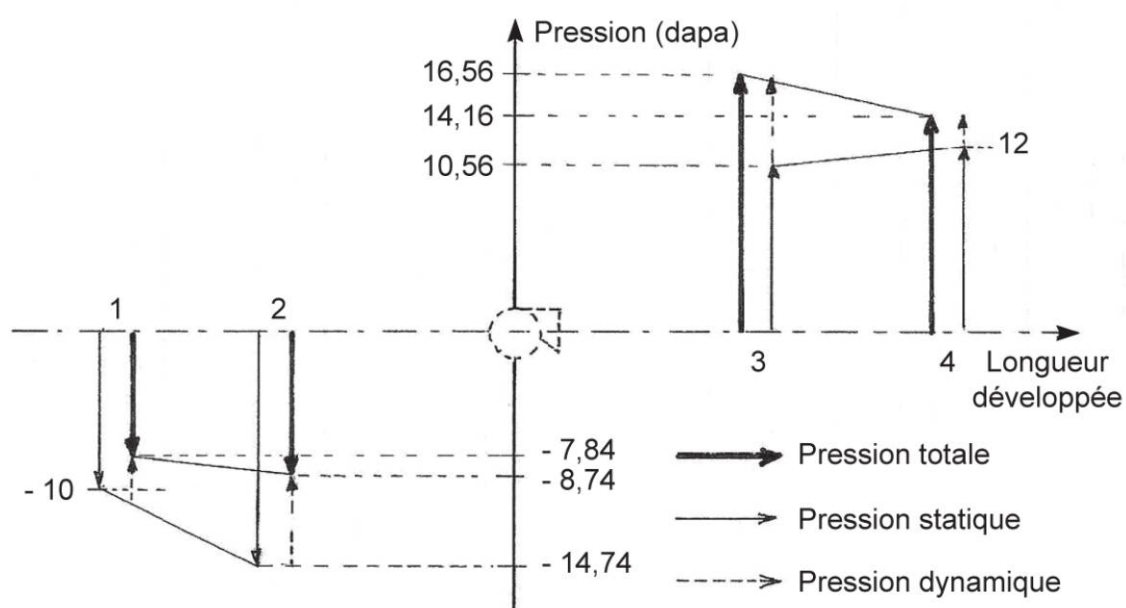


Figure 3.8 Représentation vectorielle des pressions

3.2 Les diffuseurs

3.2.1 Généralités

Le bon fonctionnement d'un équipement de traitement d'air dépend de chacun de ses constituants. La sélection, l'emplacement des bouches de reprise et de soufflage en particulier ont un impact important sur le niveau

de satisfaction... ou d'insatisfaction du client. En effet, une ambiance confortable dépend des facteurs principaux suivants :

- ▶ température homogène,
- ▶ pas de sensation de courant d'air,
- ▶ niveau de bruit acceptable.

3.2.2 Technologie de base

Diffuseur : l'air est admis dans le local à partir d'un diffuseur (figure 3.9).

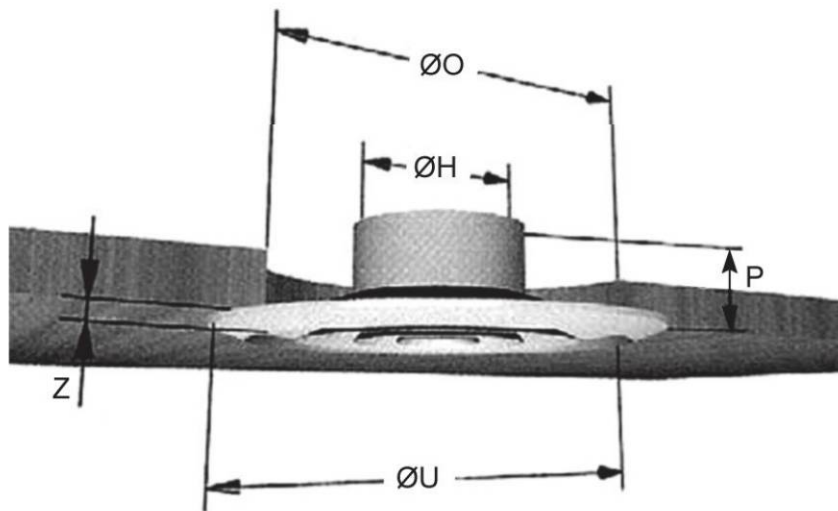


Figure 3.9 Exemple de diffuseur plafonnier circulaire (Doc. Anémotherm)

Damper : c'est un accessoire adaptable dans le col du diffuseur. Il permet le réglage du débit d'air tout en assurant une bonne répartition de celui-ci dans le local (figure 3.10).

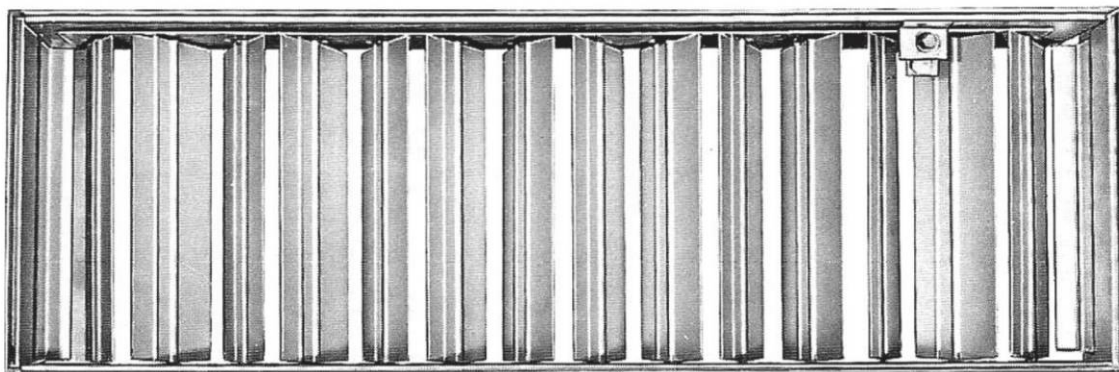


Figure 3.10 Vue d'un damper (Doc. Anémotherm)

Les pléniums : le plénum permet le raccordement du diffuseur à la gaine (figure 3.11).

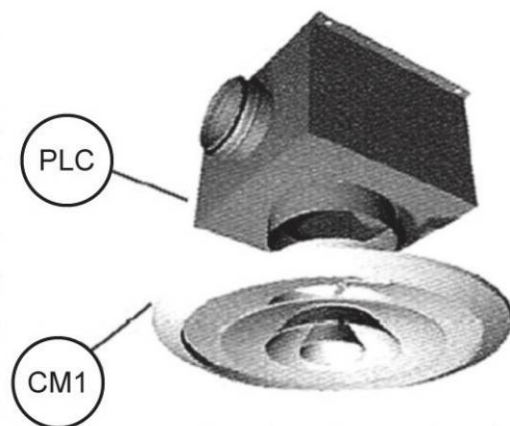


Figure 3.11 Vue d'un plénum associé à un diffuseur circulaire
(Doc. Anémotherm)

PLC : Plénum ; **CM1** : Diffuseur circulaire.

3.2.3 Sélection de diffuseur

■ Le débit

Le débit découle du bilan thermique et des calculs psychrométriques. Un diffuseur donné est garanti pour un débit maximal et minimal, par exemple de 300 à 600 m³/h.

■ Niveau de bruit

Dans le local climatisé, le niveau de pression acoustique est généralement imposé par le cahier des charges. Les fabricants garantissent généralement le niveau de pression acoustique par octave, des calculs spécifiques permettent de s'assurer de l'adéquation de l'acoustique des bouches avec les contraintes spécifiques du local.

■ Direction de soufflage

Les directions de soufflage sont choisies en fonction de la forme du local, du nombre de diffuseurs à implanter, etc.

■ Portée des diffuseurs

Les fabricants garantissent une portée minimale et une portée maximale.

La portée maximale est la portée du jet d'air où sa vitesse terminale est de l'ordre de 0,6 m/s conduisant à une vitesse résiduelle de 0,10 m/s dans la zone d'occupation.

La portée minimale est la distance dans laquelle tout obstacle entraînera des vitesses d'air supérieures à 0,25 m/s dans la zone d'occupation, donc des courants d'air.

■ Perte de charge

Le dernier paramètre de la sélection est la perte de charge du diffuseur. Elle est garantie par le fabricant et est proportionnelle au débit.

3.2.4 Exemple de garantie

Le tableau 3.3 correspond à un diffuseur de marque Anémotherm à diffusion (soufflage horizontal). Le niveau de pression acoustique (**L_{pA}**) correspond au niveau de puissance acoustique (**L_{WA}**) auquel il est retranché **8 dB**. Il est considéré ici une atténuation moyenne du local de **8 dB**.

Tableau 3.3 Exemple de garantie (Doc. Anémotherm)

Nb fente	Débit (m³/h)	Portée min-maxi (m)	PDC (Pa)	Fréquences (Hz)								NR (dB)	LWA (dBA)	L _{pA} (dBA)	LW (dB)
				63	125	250	500	1000	2 M	4 M	8 M				
4	360	1,1-5,4	4	41	30	34	11	2	3	3	14	24	26	18	36
	432	1,4-5,8	6	44	35	38	19	10	8	8	14	28	30	22	40
	504	1,6-6,2	8	46	39	42	25	18	12	12	14	32	34	26	44
	576	1,9-6,6	11	48	43	46	31	24	15	15	14	37	38	30	48
	648	2,2-7,0	14	49	46	49	36	30	18	18	14	40	42	34	51

Les valeurs « acoustiques » permettent le contrôle rapide du niveau de pression acoustique dans le local climatisé. Si on souhaite des valeurs précises, il convient d'effectuer les calculs en partant de la source du bruit et en tenant compte des différentes atténuations, effets de détente, etc.

Voir le chapitre 15 « Acoustique appliquée au génie climatique ».

3.2.5 Implantation des bouches

Un diffuseur est garanti pour une portée maximale et une portée minimale. Il importe qu'il n'y ait pas chevauchement entre les portées minimales sous peine de courant d'air. Les parois doivent être à une distance au moins égale à la portée minimale.

Exemple : portée minimale = 4 m et portée maximale = 6 m.

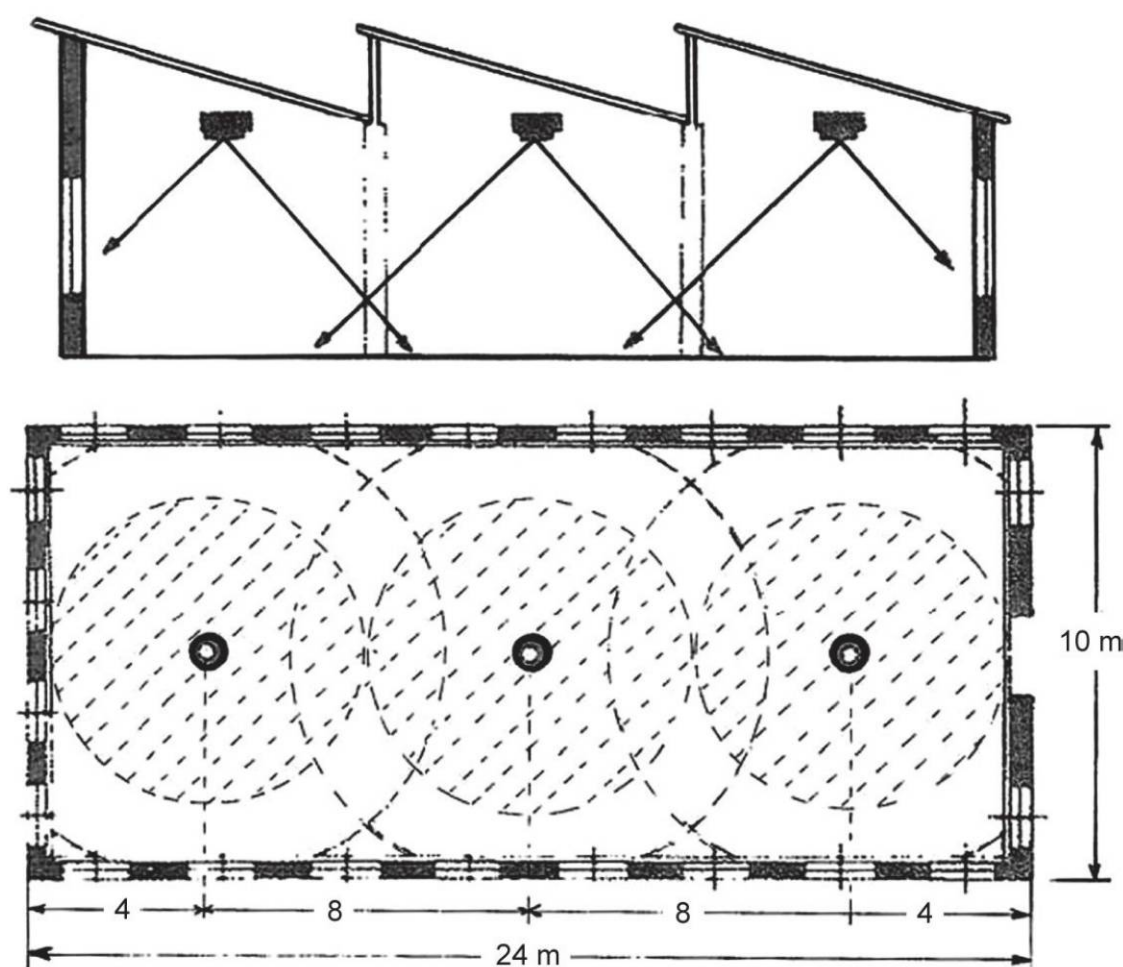


Figure 3.12 Local climatisé avec recherche de l'implantation des bouches

Dans la figure 3.12, les zones hachurées correspondent aux portées minimales des diffuseurs. Il n'y a pas chevauchement des zones à portées minimales, le choix et l'emplacement des diffuseurs est donc correct.

3.2.6 Mode de distribution horizontale ou verticale

La distribution de l'air à partir d'un diffuseur plafonnier peut être réalisée soit horizontalement soit verticalement par projection.

La distribution horizontale (parallèlement au plafond) est la plus utilisée en raison de ses caractéristiques d'uniformité et l'absence de courants d'air. En effet, en été l'air froid soufflé se distribue dans l'ambiance avec uniformité des températures et sans courants d'air, grâce à l'induction interne et externe. La distribution horizontale est aussi très efficace en fonctionnement hiver à condition que les reprises soient placées en partie basse pour aspirer l'air plus froid qui se trouve au niveau du plancher.

Par contre, la distribution verticale avec projection est difficile à maintenir sans courants d'air. Pour éviter des mouvements d'air excessifs et des différences élevées de température en refroidissement, le débit d'air devra être réduit ainsi que sa vitesse.

Par ailleurs, le phénomène d'induction est beaucoup plus important en projection horizontale que verticale. En projection horizontale, l'air doit parcourir un trajet beaucoup plus important avant d'entrer dans la zone d'occupation ce qui permet un mélange optimum entre l'air soufflé et l'air du local.

Les figures 3.13 et 3.14 présentent une schématisation des projections.

En conclusion, la distribution verticale est excellente pour projeter l'air chaud dans les entrées des grands locaux : grands magasins, gymnases, etc. Dans tous les autres cas, la projection horizontale est préférable.

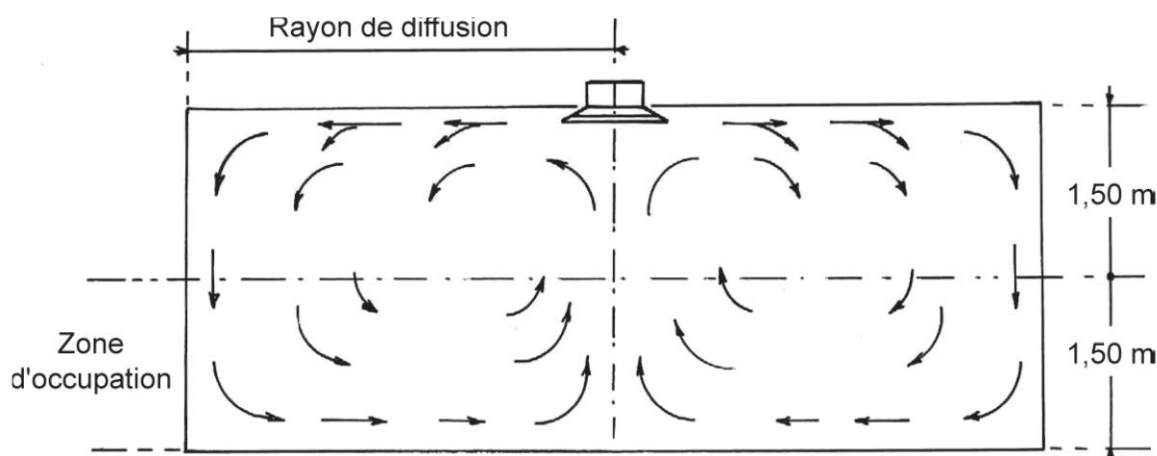


Figure 3.13 Projection horizontale

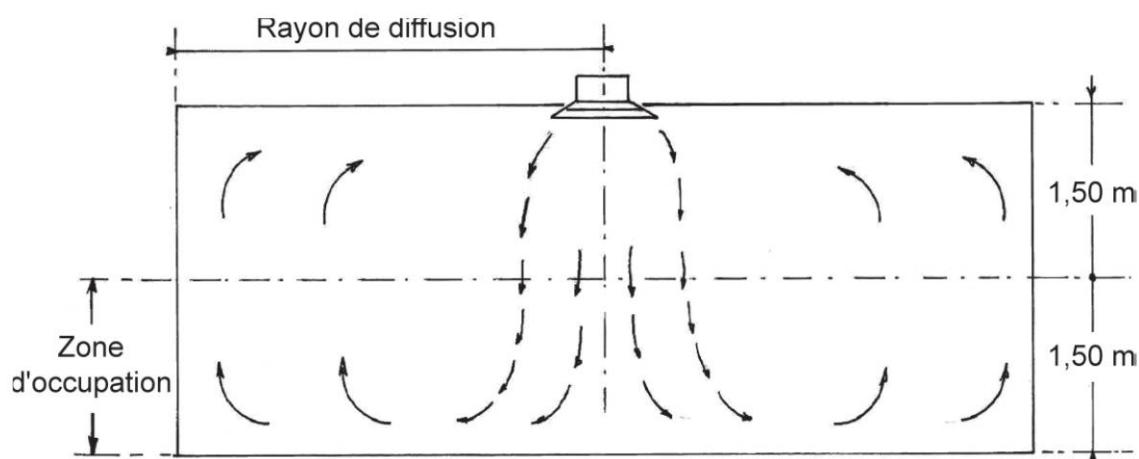


Figure 3.14 Projection verticale

3.2.7 Bouches à induction

Certains diffuseurs sont conçus afin que les jets d'air primaires produisent une dépression au centre de la bouche. C'est le principe du venturi qui est utilisé ici. Cette dépression permet l'admission d'air du local dans la bouche même, il s'y produit alors un mélange d'air primaire et d'air induit. L'air soufflé (repère 3) est donc un mélange d'air primaire (repère 1) et d'air du local (repère 2).

La figure 3.15 donne une vue en coupe d'un diffuseur permettant une induction interne.

Cette induction permet d'augmenter l'écart des températures entre l'air primaire et l'air du local. Cette augmentation de l'écart permet une

réduction des débits primaires. Les gaines sont donc de dimensions réduites, l'énergie nécessaire à la ventilation est également réduite.

Les fabricants garantissent le taux d'induction d'un diffuseur donné.

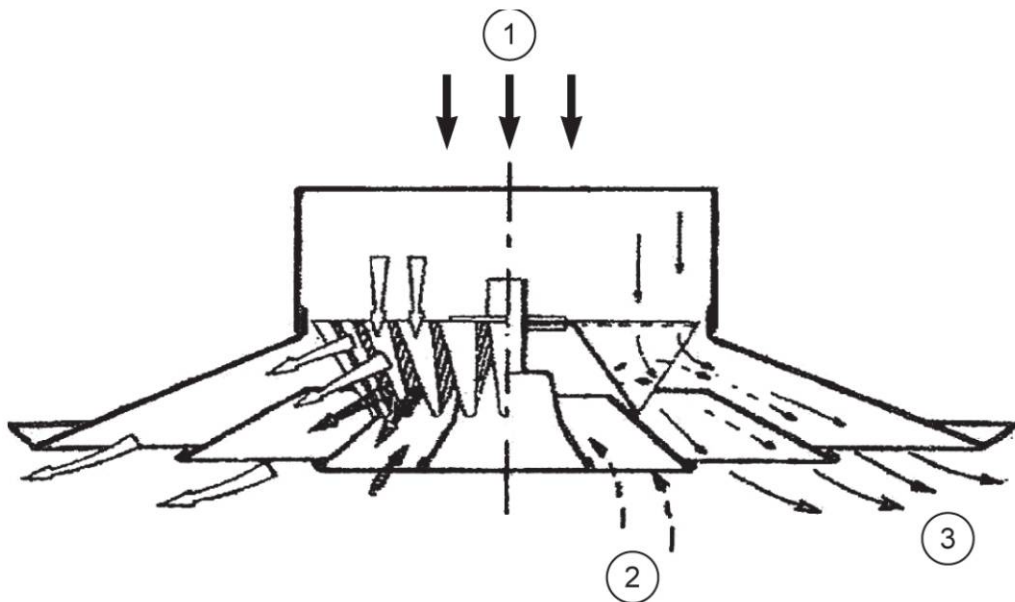


Figure 3.15 Bouche de soufflage avec induction interne

Exemples de températures : **1** : air primaire (air traité) : 15 °C ; **2** : air induit (air du local) : 24 °C ; **3** : air soufflé (mélange d'air primaire et d'air induit) : 19 °C.

3.3 Les ventilateurs

3.3.1 Généralités

Les applications des ventilateurs sont très nombreuses et variées. Chaque application demande un ventilateur spécifique. Un ventilateur est sélectionné en fonction des critères suivants :

- ▶ le débit d'air,
- ▶ la pression totale,
- ▶ le niveau de bruit maximal imposé,
- ▶ le rendement... qui doit être le meilleur possible !

3.3.2 Classification

Il y a plusieurs façons de classer les ventilateurs.

Suivant la pression :

- ▶ Les ventilateurs basse pression : pression maximale ≤ 70 daPa.
- ▶ Les ventilateurs moyenne pression : $70 \leq \text{pression} \leq 350$ daPa.
- ▶ Les ventilateurs haute pression : pression ≥ 350 daPa.

Suivant le principe de fonctionnement :

- ▶ Les ventilateurs centrifuges.
- ▶ Les ventilateurs hélicoïdes.

Suivant les caractéristiques du fluide véhiculé :

- ▶ Air propre.
- ▶ Air chargé (poussières, fibres...).
- ▶ Air humide.
- ▶ Air à température élevée, etc.

3.3.3 Grandeurs caractéristiques

■ Le débit

C'est le volume de fluide qui traverse le ventilateur pendant l'unité de temps. Le symbole du débit est Q_v et l'unité est le m^3/s (dans les calculs) et en m^3/h (dans les catalogues).

■ La pression

C'est la différence algébrique entre les pressions totales aux brides d'aspiration et de refoulement en daPa ou en mmCE.

Exemple :

Pression totale au refoulement = **+20 daPa**.

Pression totale à l'aspiration = **-40 daPa**.

La pression totale du ventilateur est alors $+20 - (-40) = \mathbf{+60 \text{ daPa}}$.

■ Puissance absorbée

C'est la puissance fournie au moteur d'entraînement du ventilateur. Elle est donnée par le fabricant pour une machine donnée et pour un point de fonctionnement donné.

■ Le rendement

C'est le rapport de la puissance théorique à la puissance absorbée totale.

$$P_{abs} = Q_v \times \Delta p = \frac{m^3}{s} \times \text{pascals} = \frac{m^3}{s} \times \frac{N}{m^2} = \frac{Nm}{s} = \frac{J}{s} = \text{watts}$$

$$\text{Rendement} = P_{abs} / P_{abs. Réelle}$$

Le rendement est en fait le rapport entre la puissance utile (puissance fournie à l'air) et la puissance absorbée.

■ Niveau de puissance acoustique

Le niveau de puissance acoustique d'un ventilateur est généralement garanti par octave.

3.3.4 Courbes caractéristiques

Les fabricants garantissent leur ventilateur pour une vitesse de rotation maximale. Cette vitesse maximale est souvent de **1 450** ou de **2 800 tr/min**.

Lors des sélections, l'adaptation du débit aux besoins se fait par le choix de la vitesse, laquelle s'obtient facilement par le choix des diamètres des poulies... dans le cas d'entraînement par courroie !

Les courbes caractéristiques d'un ventilateur forment donc un réseau dans lequel chaque courbe correspond à une vitesse donnée.

Les principales caractéristiques des ventilateurs sont la pression, le débit et le rendement.

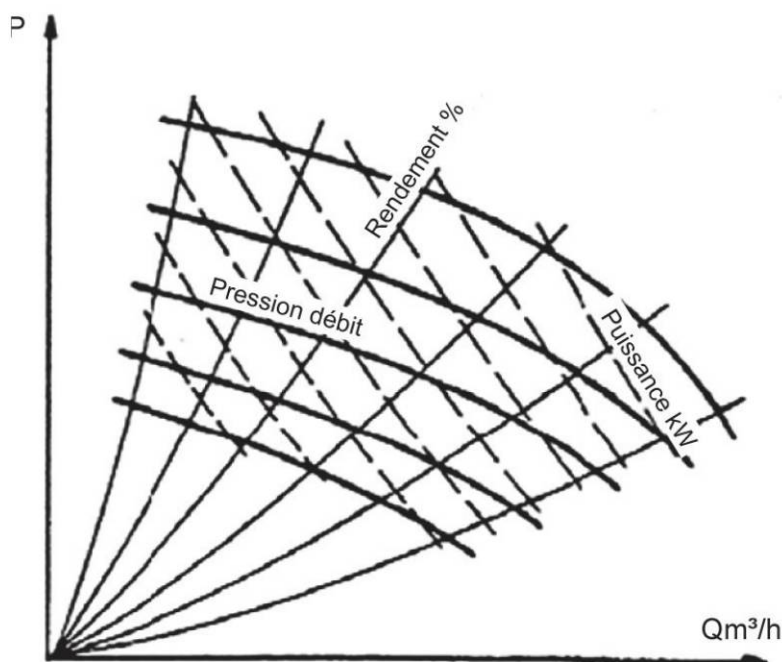


Figure 3.16 Exemple d'allure générale du courbier de ventilateur

3.3.5 Les ventilateurs centrifuges

Le rotor de ces ventilateurs est constitué d'une roue cylindrique comportant des aubes. Cette roue tourne dans une volute (figure 3.17).

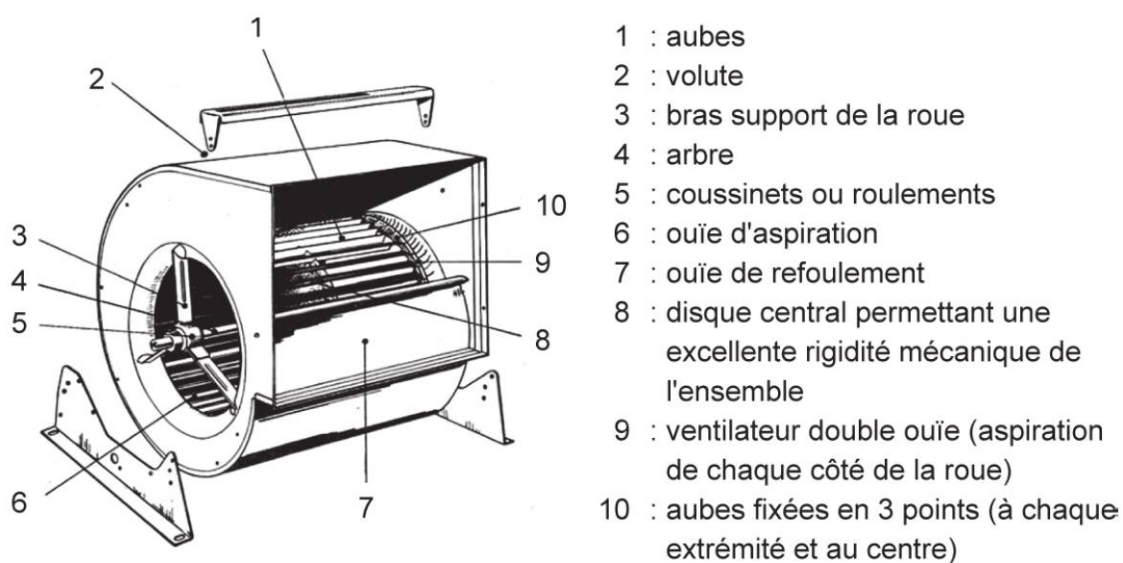


Figure 3.17 Vue d'un ventilateur centrifuge à action

La rotation de la roue fait que l'air est propulsé à la périphérie. Cet air est canalisé vers l'ouïe de refoulement grâce à la volute en forme de colimaçon. Au centre de la roue se crée donc un vide relatif, l'air est aspiré par le pavillon d'aspiration.

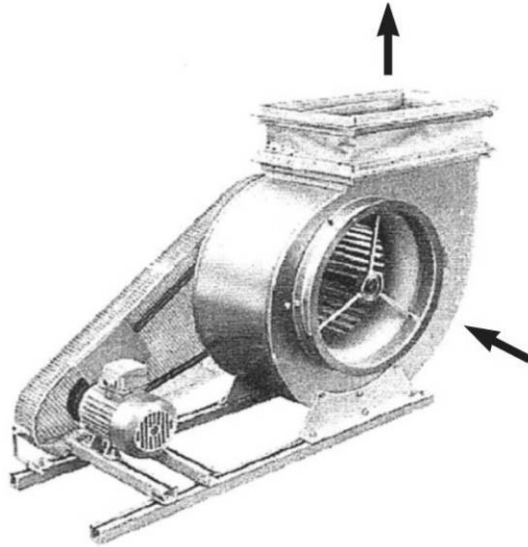


Figure 3.18 Ventilateur centrifuge avec direction des flux d'air

■ Courbier d'un ventilateur à action

Le ventilateur présenté sur la figure 3.19 peut être livré en simple ou en double ouïe. L'analyse du point de fonctionnement figure sur ce courbier.

Hypothèse :

L'étude de l'installation donne : débit d'air = **11 000 m³/h** et pression totale = **67 daPa**. Nous choisirons le ventilateur dans la version simple ouïe. Les valeurs garanties sont alors les suivantes :

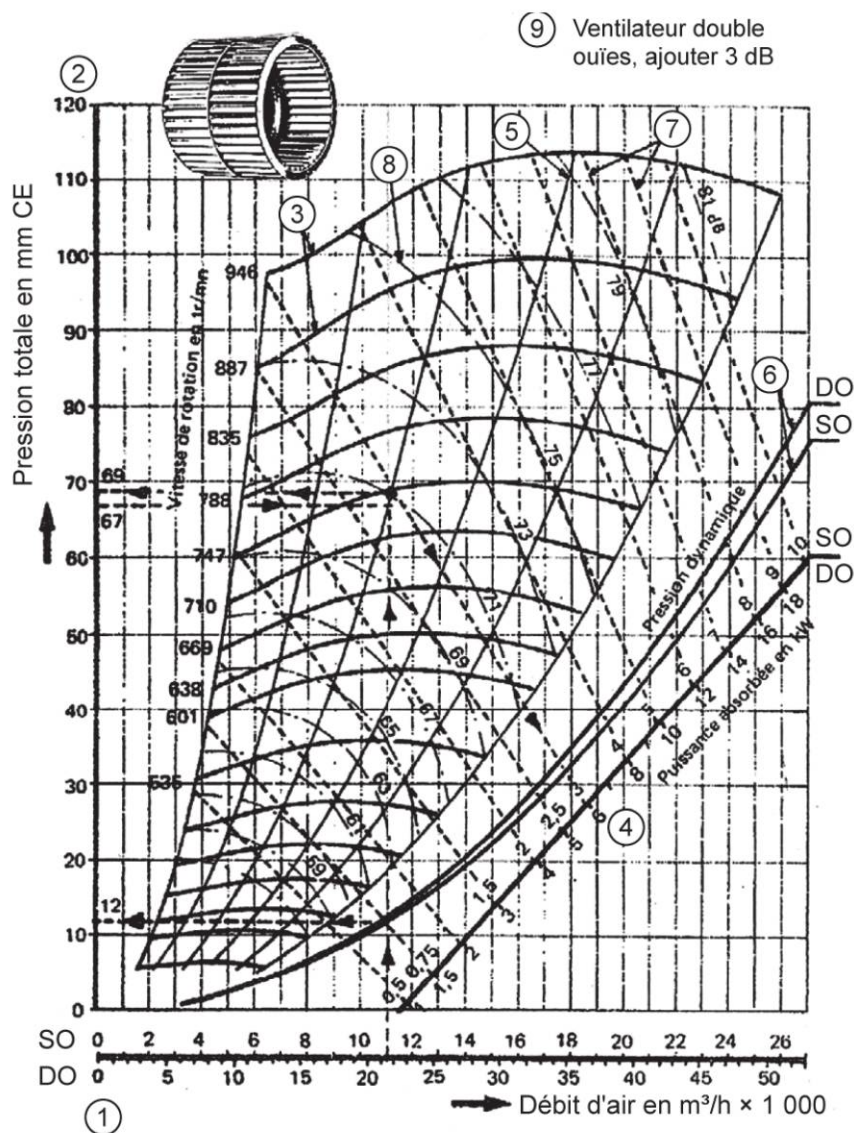
- ▶ Vitesse de rotation **n = 747 tr/min**.
- ▶ Puissance absorbée **P = 3 kW**.
- ▶ Pression dynamique au refoulement **Pd = 12 daPa**.
- ▶ Niveau de pression acoustique **Lp = 71 dB**.
- ▶ Pression totale réellement disponible **Pt = 69 daPa**.

Rendement de ce ventilateur à ces conditions de marche :

Puissance absorbée théorique = $Q_v \times \Delta p = (11\,000/3\,600) \times 690 = \mathbf{2\,108\,W}$.

Puissance réellement absorbée $P = 3\,000\text{ W}$.

$\eta = P_{\text{théorique}}/P_{\text{absorbée réelle}} = 2\,108/3\,000 = 0,70 = 70\%$.



- ① Échelles des débits d'air en $\text{m}^3/\text{h} \times 1\,000$ des ventilateurs simple ouïe et double ouïes.
- ② Échelle des pressions totales en mm CE.
- ③ Courbes débit-pression correspondant à des vitesses de rotation standardisées.
- ④ Échelles des puissances absorbées par les ventilateurs simple ouïe et double ouïes (kW).
- ⑤ Courbes d'orifice équivalent.
- ⑥ Courbes des pressions dynamiques des ventilateurs simple ouïe et double ouïes. (Valeurs à lire sur l'échelle des pressions totales).
- ⑦ Droites d'égale puissance absorbée.
- ⑧ Courbe d'égale niveau de pression sonore pour ventilateur simple ouïe.
- ⑨ Correction du niveau moyen de pression sonore pour ventilateur double ouïes.

Figure 3.19 Abaque donnant toutes les grandeurs de fonctionnement d'un ventilateur centrifuge à action

■ Courbier d'un ventilateur à réaction

Soit un point de fonctionnement imposé par le débit $Q_v = 20 \text{ m}^3/\text{s}$ et une pression totale de **120 mmCE ou 120 daPa**. On lit immédiatement sur l'abaque :

- ▶ Vitesse de rotation $n = 700 \text{ tr/min}$.
- ▶ Puissance absorbée sur l'arbre $P = 40 \text{ ch}$.
- ▶ Pression dynamique au refoulement $p_d = 11 \text{ mmCE ou daPa}$.
- ▶ Indice de bruyance $b = 14$.

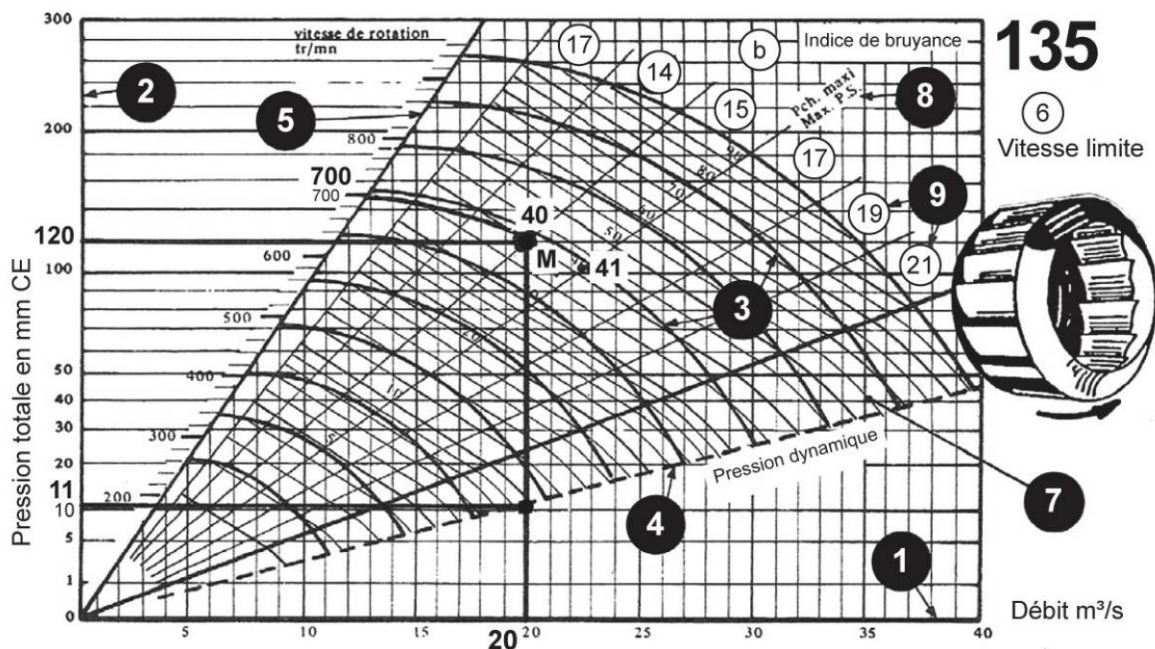


Figure 3.20 Abaque donnant toutes les grandeurs de fonctionnement d'un ventilateur centrifuge à réaction (Doc. Solyvent)

1 : échelle des débits d'air Q_v en m^3/s ; **2** : échelle des pressions totales p_t en **mmCE** ou en **daPa** ; **3** : courbes débit – pression ; **4** : droite des pressions dynamiques (lire les valeurs sur l'échelle des pressions totales) ; **5** : échelle des vitesses de rotation « n » en **tr/min** ; **6** : vitesses limites des mécaniques en **tr/min** (cette vitesse limite est donnée par le fabricant pour chaque type de machine) ; **7** : courbes d'égale puissance absorbée P en **ch** (**1 ch = 736 W**) ; **8** : droite de puissances absorbées maximales ; **9** : indice de bruyance b .

Calcul du rendement de ce ventilateur fonctionnant au point « M »

Puissance absorbée théorique = $Q_v \times \Delta p = 20 \times 1\,200 = 24\,000 \text{ W}$.

P absorbée réelle = $40 \text{ ch} = 40 \times 736 = 29\,440 \text{ W}$.

$\eta = 24\,000 / 29\,440 = 0,815 = 81,5 \%$.

À partir de l'indice de bruyance $b = 14$, une règle spécifique du fabricant permet de connaître le niveau de pression acoustique en pondération C à 1,5 m de l'appareil. Dans le cas de cet exemple, la règle donne un niveau de pression acoustique de **89 dB (C)**.

Remarque

Les ventilateurs à réaction ont généralement un meilleur rendement que les ventilateurs à action.

Considérons les 2 exemples ci-dessus :

Ventilateur à action $\eta = 70 \%$.

Ventilateur à réaction $\eta = 81,5 \%$.

Par ailleurs, l'allure des courbes débit/pression des ventilateurs à réaction est beaucoup plus plongeante que celle des ventilateurs à action, leur débit est donc beaucoup plus stable lorsque les pertes de charge varient.

■ Types de roues

Les roues des ventilateurs à action comportent beaucoup d'aubes, elles sont peu larges et incurvées sur l'avant.

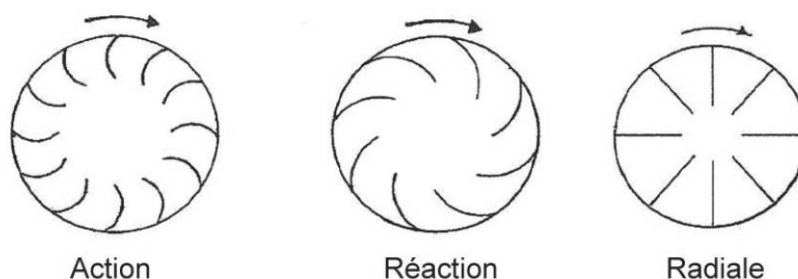


Figure 3.21 Principaux types de roues des ventilateurs centrifuges

Les roues des ventilateurs à réaction comportent peu d'aubes, elles sont larges et incurvées sur l'arrière.

Les ventilateurs à aubes radiales sont généralement destinés aux faibles débits, leur rendement est faible et leur prix compétitif.

La conception des roues et des aubes est aussi dépendante du fluide brassé : air humide, air chargé de poussières, chargé de fibres, etc.

■ Lois d'homothétie des ventilateurs centrifuges

Supposons une vitesse variant de n_1 à n_2 , le rapport $n_1/n_2 = n'$.

Le débit volumique d'air Q_v est proportionnel à n' .

La pression totale disponible est proportionnelle à n'^2 .

La puissance absorbée est proportionnelle à n'^3 .

Le niveau de pression acoustique est proportionnel à $50 \log n'$.

■ Adaptation des débits d'air aux besoins

Dans les locaux dont le taux d'occupation varie fortement (amphithéâtre, salle de concert, salle de conférence, théâtre, salle de cinéma etc.), il est très économique d'adapter le débit d'air aux besoins.

Il existe des sondes permettant cette régulation. L'une d'elle consiste dans le fait d'analyser la teneur en CO_2 de l'air. En effet, il y a corrélation entre le taux d'occupation et la teneur en CO_2 de l'air d'un local.

Dans un local à débit constant, le débit est calculé pour l'occupation maximale (figures 3.22 et 3.23).

Une installation à débit variable permet des économies d'énergie importantes, le temps de retour nécessaire à l'amortissement de l'investissement spécifique au débit variable est généralement faible.

Différents moyens permettant l'adaptation du débit des ventilateurs aux besoins :

- ▶ Action sur un registre d'air.
- ▶ Inclineur monté sur l'ouïe d'aspiration du ventilateur.

- Variation de la vitesse.
- Variation de l'angle d'inclinaison des pales (pour les ventilateurs hélicoïdes).
- Il est encore possible d'associer les inclineurs à la vitesse variable.

Chacun des choix ci-dessus a ses avantages et ses inconvénients. Un procédé peut-être intéressant avec des ventilateurs à action et inintéressant avec des ventilateurs à réaction.

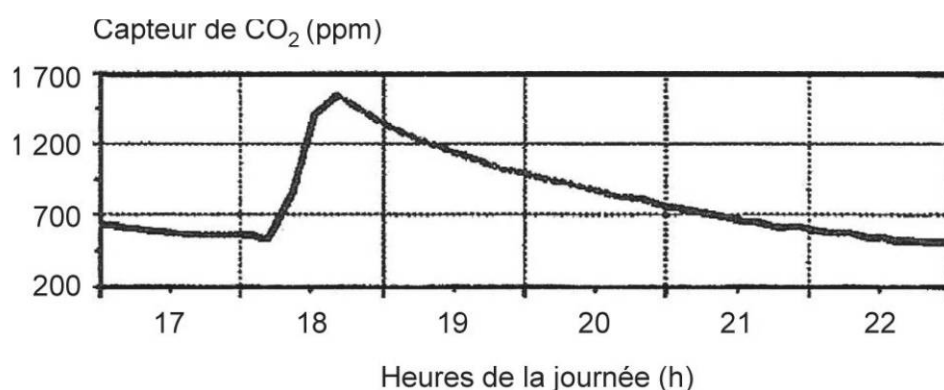


Figure 3.22 Exemple d'enregistrement de la teneur en CO_2 d'un local dont l'occupation est maximale à 18 heures

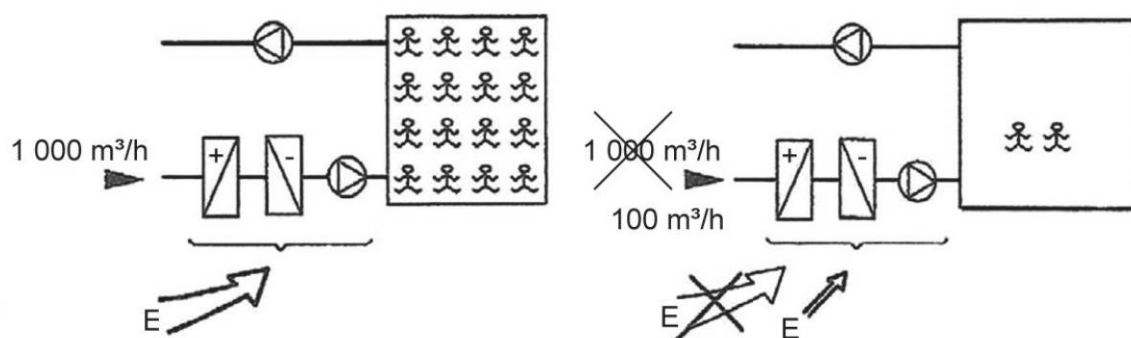
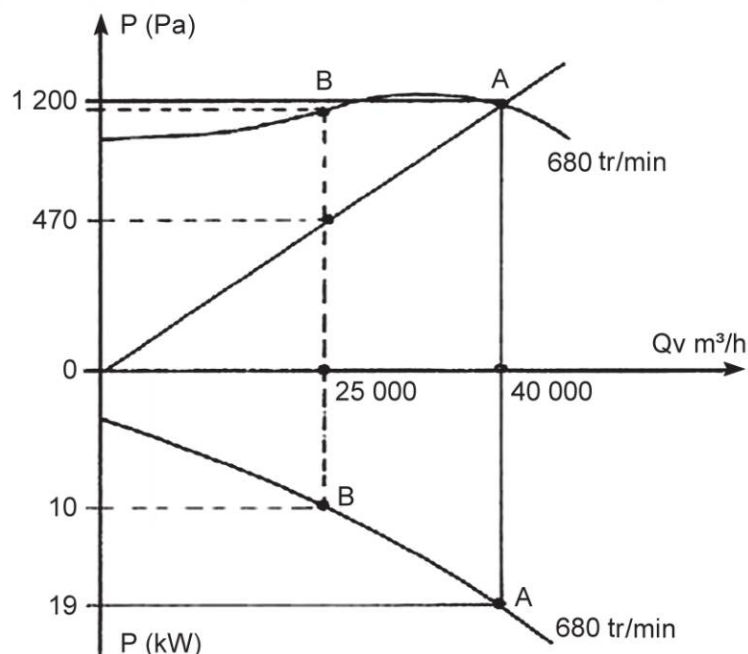


Figure 3.23 Exemple d'adaptation des débits aux besoins

□ Comparaison des performances de ventilateurs à action associés à des registres d'air

La figure 3.24 montre un ventilateur à action dont le registre d'air fait baisser le débit d'air de $40\,000\text{ m}^3/\text{h}$ à $25\,000\text{ m}^3/\text{h}$. Dans le même temps, on constate que la puissance absorbée passe de 19 à 10 kW .

La même démarche s'applique aux ventilateurs à réaction (figure 3.25).

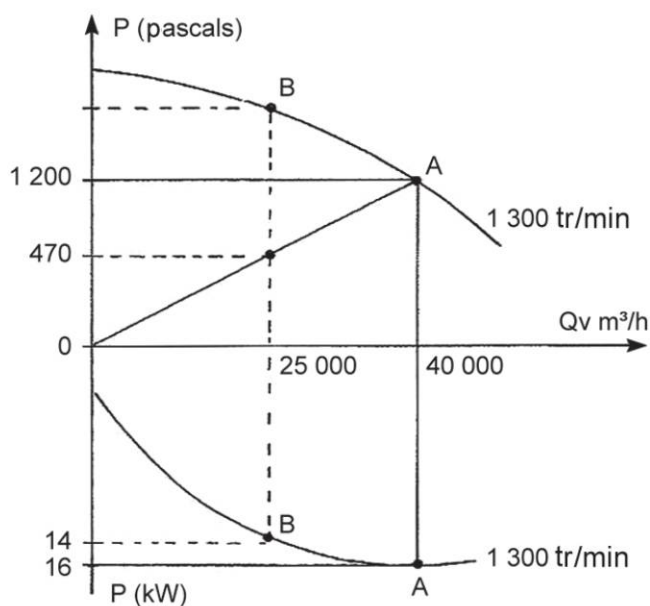


Le rapport des débits est donc $25\,000/40\,000 = 62,5\%$.

Le rapport des puissances est $10/19 = 52,6\%$.

Le ventilateur centrifuge à action peut donc être associé favorablement au registre d'air.

Figure 3.24 Évolution des débits et des puissances absorbées avec un ventilateur à action associé à un registre d'air



Le rapport des débits est donc $25\,000/40\,000 = 62,5\%$.

Le rapport des puissances absorbées est $14/16 = 87,5\%$.

Le système d'adaptation des débits par registre d'air est donc beaucoup moins favorable ici.

Aux conditions normales de marche, notons un rendement de **83 %** du ventilateur à réaction et de **70 %** du ventilateur à action.

Figure 3.25 Évolution des débits et des puissances absorbées avec un ventilateur centrifuge à réaction associé à un registre d'air

□ Inclineurs à l'aspiration

Des ailettes dont l'inclinaison est variable sont intégrées dans l'ouïe d'aspiration du ventilateur et changent les directions des filets d'air à l'entrée de la roue, modifiant ainsi la courbe caractéristique du ventilateur (figure 3.26).

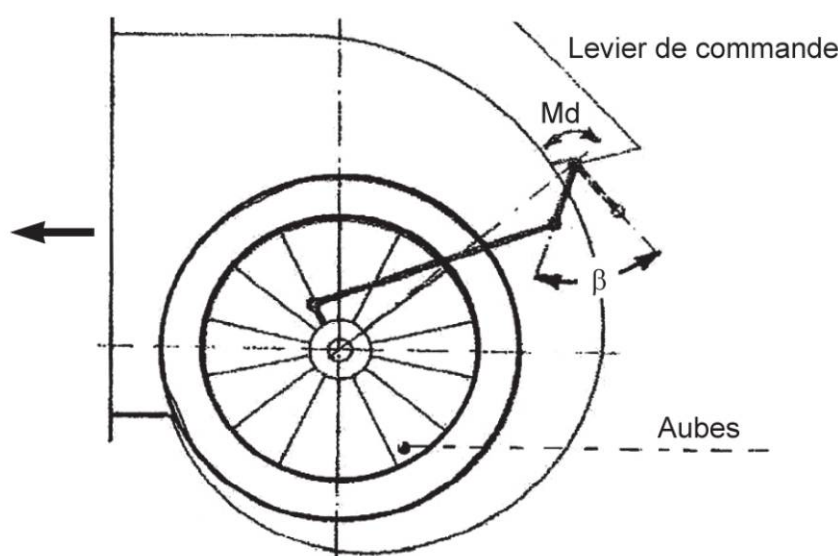


Figure 3.26 Vue d'un inclineur monté sur l'ouïe d'aspiration d'un ventilateur centrifuge

À chaque inclinaison des ailettes correspond une courbe caractéristique du ventilateur si bien qu'avec un ventilateur à vitesse constante on peut obtenir tous les points de fonctionnement souhaités avec une grande stabilité.

Exemple : Ventilateur centrifuge à réaction (figure 3.27).

Point de fonctionnement « A » :

- ▶ Vitesse de rotation = 1 300 tr/min.
- ▶ Pleine ouverture (angle 0°).
- ▶ Puissance absorbée = 16 kW.
- ▶ Pression totale = 1 200 Pa.

Point de fonctionnement « **B** » :

- ▶ Vitesse de rotation = 1 300 tr/min.
- ▶ Fermeture (angle = 65°).
- ▶ Puissance absorbée = 9,3 kW.
- ▶ Pression totale = 470 Pa.

Rapport des débits : $25\,000/40\,000 = 62,5\%$.

Rapport des puissances : $9,3/16 = 58\%$.

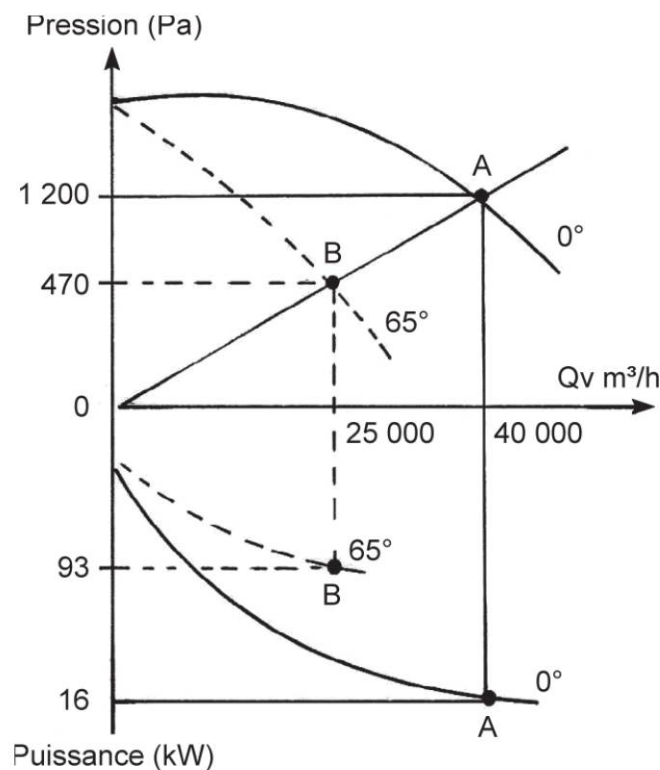


Figure 3.27 Évolution des débits et des puissances absorbées avec un ventilateur centrifuge à réaction associé à un inclineur

Ce choix technologique est donc intéressant avec les ventilateurs centrifuges à réaction.

Avantages :

- ▶ Simplicité, robustesse.
- ▶ Fonctionnement stable.
- ▶ Économie d'énergie par rapport aux registres.

Inconvénients :

- ▶ Prix plus élevé qu'un registre.
- ▶ N'est pas recommandé pour les grandes variations de débit (en dessous de 50 % du débit, le rapport devient défavorable).

Remarque

Les inclineurs sont peu utilisés avec les ventilateurs à action, ces derniers ayant de bons rendements avec les registres qui sont d'un prix plus compétitif.

□ Variation de la vitesse

En faisant varier la vitesse, on peut changer le débit de façon proportionnelle. La variation de vitesse est théoriquement la méthode la plus favorable énergétiquement. La variation de la vitesse peut être progressive à partir de la variation de la fréquence ou étagée à partir de moteurs à plusieurs vitesses (nombre de paires de pôle variable).

La figure 3.28 donne une représentation de principe des courbes débit/pression d'un ventilateur centrifuge à différentes vitesses.

Étude du comportement d'un ventilateur centrifuge à réaction fonctionnant à 2 vitesses (figure 3.29) :

Point de fonctionnement « A » :

- ▶ Vitesse de rotation : **1 300 tr/min.**
- ▶ Puissance absorbée : **16 kW.**
- ▶ Pression totale disponible : **1 200 Pa.**

Point de fonctionnement « B » :

- ▶ Vitesse de rotation : **812 tr/min.**
- ▶ Puissance absorbée : **3,9 kW.**
- ▶ Pression totale disponible : **470 Pa.**

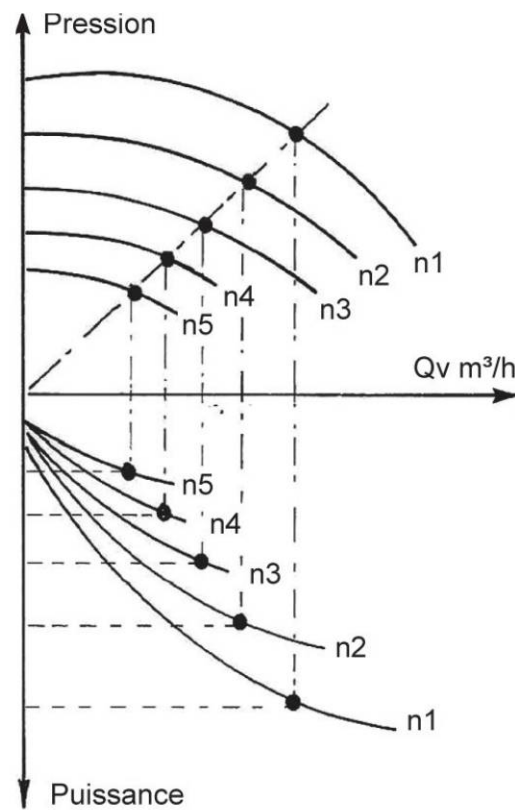


Figure 3.28 Évolution des débits et des puissances absorbées d'un ventilateur centrifuge avec la vitesse de rotation

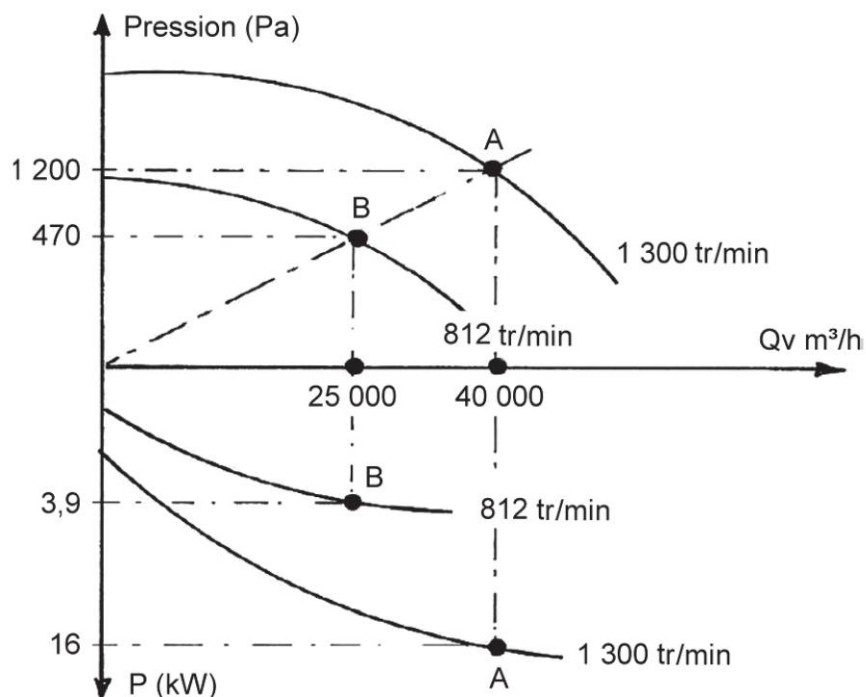


Figure 3.29 Évolution des débits et des puissances absorbées d'un ventilateur centrifuge à action fonctionnant à 2 vitesses

Rapport des débits : $25\,000/40\,000 = 0,625 = 62,5\%$.

Rapport des puissances : $3,9/16 = 0,24 = 24\%$.

Sur le plan énergétique, ce procédé est donc excellent.

Avantages :

- ▶ Utilisable avec tous les types de roues.
- ▶ Intéressant au point de vue énergétique.
- ▶ Débit d'air proportionnel à la vitesse.
- ▶ Niveau de pression acoustique faible à vitesse réduite.

Inconvénients :

- ▶ La boucle de régulation n'est pas simple (détecteur, régulateur, altivar).
- ▶ Le prix de cette technologie est relativement élevé.

3.3.6 Les ventilateurs hélicoïdes

■ Généralités

Les ventilateurs hélicoïdes sont constitués d'une roue (hélice) et de son dispositif d'entraînement le plus souvent complété par une enveloppe annulaire.

Leur plage de débit possible est très vaste, par contre, leur indice de pression statique est généralement faible (**indice de pression statique = pression statique/pression totale**). Ils sont donc intéressants lorsqu'il convient d'assurer un débit d'air sous de faibles pertes de charge. On les trouve sur les condenseurs à air, sur les évaporateurs des chambres froides de type commercial, etc.

La roue des ventilateurs hélicoïdes a la forme d'une hélice comportant un certain nombre de pales. Les 2 faces incurvées d'une pale s'inscrivent dans des surfaces hélicoïdales.

Suivant les caractéristiques recherchées, les pales peuvent être étroites et hautes ou larges, très incurvées et de faible hauteur.

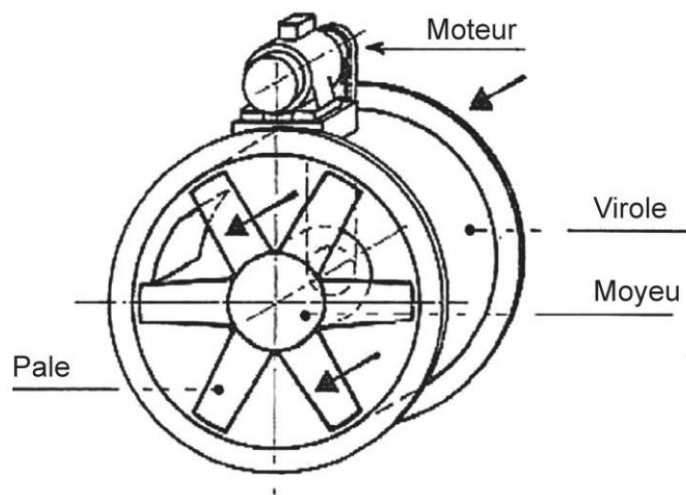


Figure 3.30 Exemple de ventilateur hélicoïde

■ Principe de fonctionnement

La rotation de l'hélice dans l'air peut-être comparée à la rotation d'une vis sans fin dans un fluide. Le dos des pales repoussant l'air sur l'aval, un vide relatif se crée sur l'amont, d'où l'aspiration de l'air.

□ Ventilateurs à enveloppe (ventilateurs de gaine)

Les ventilateurs hélicoïdes destinés à assurer la circulation d'un fluide gazeux dans un conduit aéraulique, comportent une enveloppe de forme cylindrique en tôle d'acier, constituant un tronçon de gaine circulaire muni à ses extrémités de brides permettant d'insérer le ventilateur entre 2 tronçons d'un conduit aéraulique.

□ Ventilateurs de paroi

Ces ventilateurs comportent une enveloppe réduite consistant en une virole de faible largeur ou simplement un anneau réalisé en cornière permettant la fixation sur une paroi mince (figure 3.31).

■ Variation des débits des ventilateurs hélicoïdes

Une utilisation de 50 % du débit nominal amène aux consommations d'énergie suivantes (figure 3.32) :

- ▶ Technologie du registre : 70 %.
- ▶ Technologie des inclineurs : 50 %.
- ▶ Technologie du pas variable : 20 %.

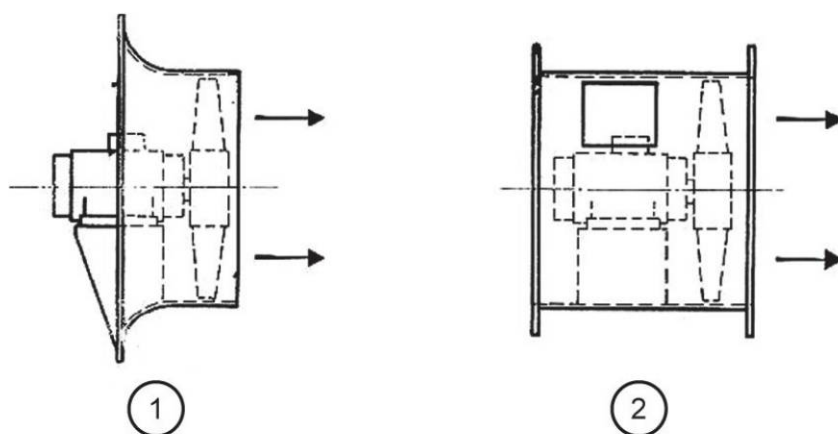


Figure 3.31 Différents types de montages

1 : ventilateur de paroi ; 2 : ventilateur de gaine.

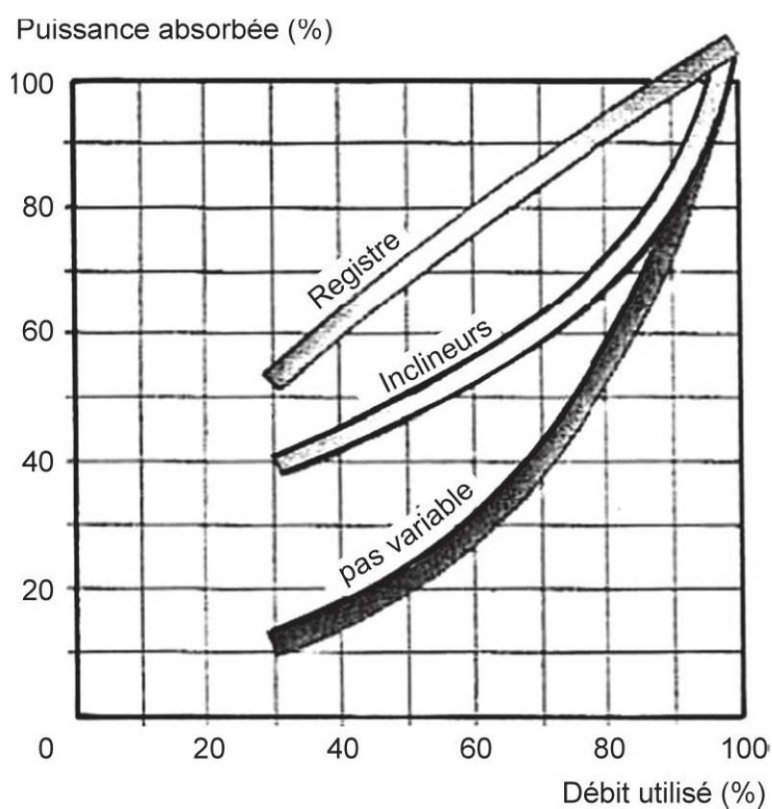


Figure 3.32 Comparaison des performances de ventilateurs hélicoïdes associés à différentes technologies permettant le débit variable (Doc. VIM)

■ Résumé

La vitesse est un moyen efficace quel que soit le type de ventilateur. Les registres ne sont intéressants qu'avec les ventilateurs centrifuges à action. Le pas variable avec les ventilateurs hélicoïdes est un excellent moyen sur le plan énergétique.

La figure 3.33 donne une vue « écorchée d'un moyeu de ventilateur hélicoïde comportant le mécanisme de commande des pales. Le calage des pales de la roue est commandé à partir du moyeu.

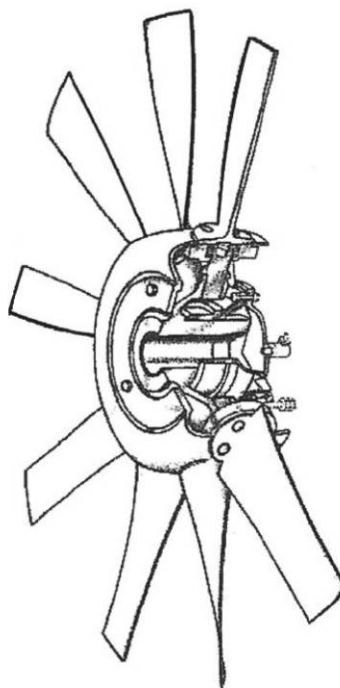


Figure 3.33 Vue écorchée d'un moyeu de ventilateur hélicoïde (Doc. VIM)

3.4 Les gaines

■ Types de gaines

Les gaines se présentent sous 2 formes :

- ▶ Rectangulaire : elles sont moins encombrantes et plus esthétiques.
- ▶ Circulaires : elles présentent moins de pertes de charge et leur prix est généralement plus compétitif.

Les qualités recherchées sont les suivantes :

- ▶ Faible conductivité thermique (elles sont quelquefois calorifugées).
- ▶ Faibles pertes de charge (des abaques donnent les pertes de charge au ml).
- ▶ Résistantes à la corrosion.
- ▶ Bonne résistance mécanique.
- ▶ Étanchéité aux assemblages.
- ▶ Faible transmission de l'énergie acoustique.
- ▶ Incombustibilité (voir réglementation).

Les matériaux utilisés pour les conduits rigides sont la tôle d'acier (tôle noire, tôle galvanisée, tôle d'acier inox, etc.) ou la tôle d'aluminium.

Pour les conduits semi-rigides autoporteurs, c'est la laine de verre avec revêtement aluminium extérieur lisse, le revêtement intérieur et extérieur aluminium existe aussi.

Pour les conduits flexibles et semi-rigides, on utilise l'Alu-Coustic, l'Alu-Phonic, etc.

Pour les conduits flexibles, le vinyl ou l'aluminium (Compri-Flex, Phoni-Flex).

Les différents matériaux ont des appellations propres aux différents fabricants. Il existe enfin des gaines maçonnées.

La fabrication des gaines en tôle se fait par :

- ▶ Assemblage en bord plat par recouvrement, les tôles peuvent être assemblées par rivets pop, par soudure par point.
- ▶ Assemblage bord à bord avec couvre joint.
- ▶ Assemblage par bords relevés.
- ▶ Assemblage par agrafage des bords.

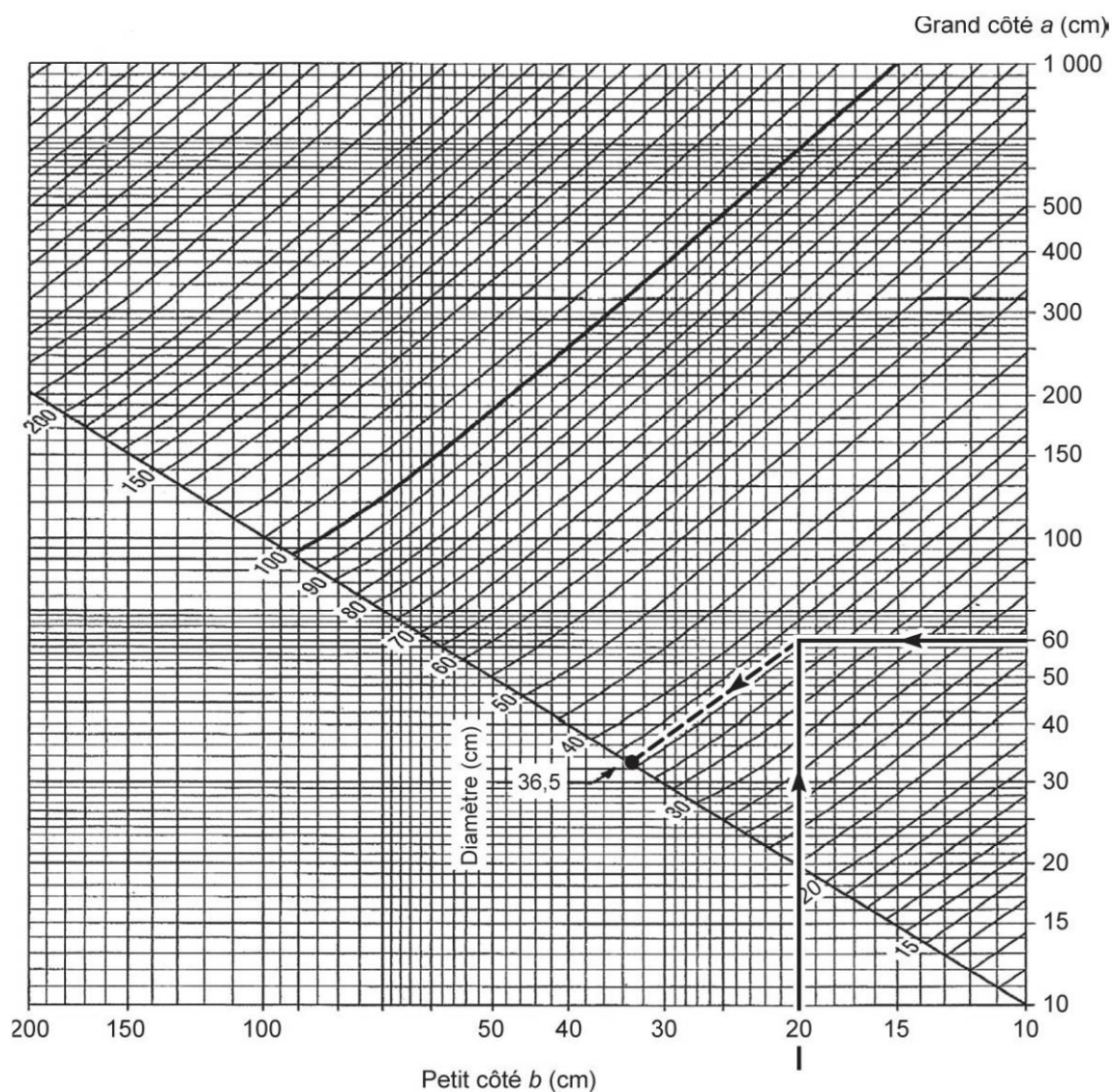
Il y a deux procédés de raidissage :

- ▶ Raidissage par profilés (fers plats, cornière ou té).
- ▶ Raidissage par diamantage (la tôle est légèrement pliée dans ses 2 diagonales).

■ Diamètre équivalent

Les abaques permettent de connaître le diamètre équivalent qui crée la même perte de charge que le conduit rectangulaire pour un même débit d'air (tableau 3.4).

Tableau 3.4 Abaque donnant le diamètre équivalent d'un conduit rectangulaire produisant la même perte de charge



Exemple : soit une gaine rectangulaire de **60 × 20 cm**, l'abaque du tableau 3.4 indique qu'une gaine de section circulaire de diamètre **36,5 cm** crée la même perte de charge.

Le diamètre équivalent pour un même débit peut aussi être calculé par la formule suivante :

$$d_{\text{eq}} = 1,265 \left[\frac{a^3 \times b^3}{a + b} \right]^{0,2}$$

a : grand côté de la gaine ; **b :** petit côté de la gaine.

Calcul du diamètre équivalent d'une gaine ayant un petit côté de 20 cm et un grand côté de 60 cm.

$$d_{\text{eq}} = 1,265 \left[\frac{a^3 \times b^3}{a + b} \right]^{0,2} = 1,265 \left[\frac{60^3 \times 20^3}{60 + 20} \right]^{0,2} = 36,5 \text{ cm}$$

Le résultat obtenu est analogue à celui donné par l'abaque 3.4.

Exemple d'utilisation du tableau 3.5 :

Débit d'air $Q_v = 14\,400 \text{ m}^3/\text{h}$.

Grand côté de la gaine $a = 1\,200 \text{ mm}$.

Petit côté $b = 220 \text{ mm}$.

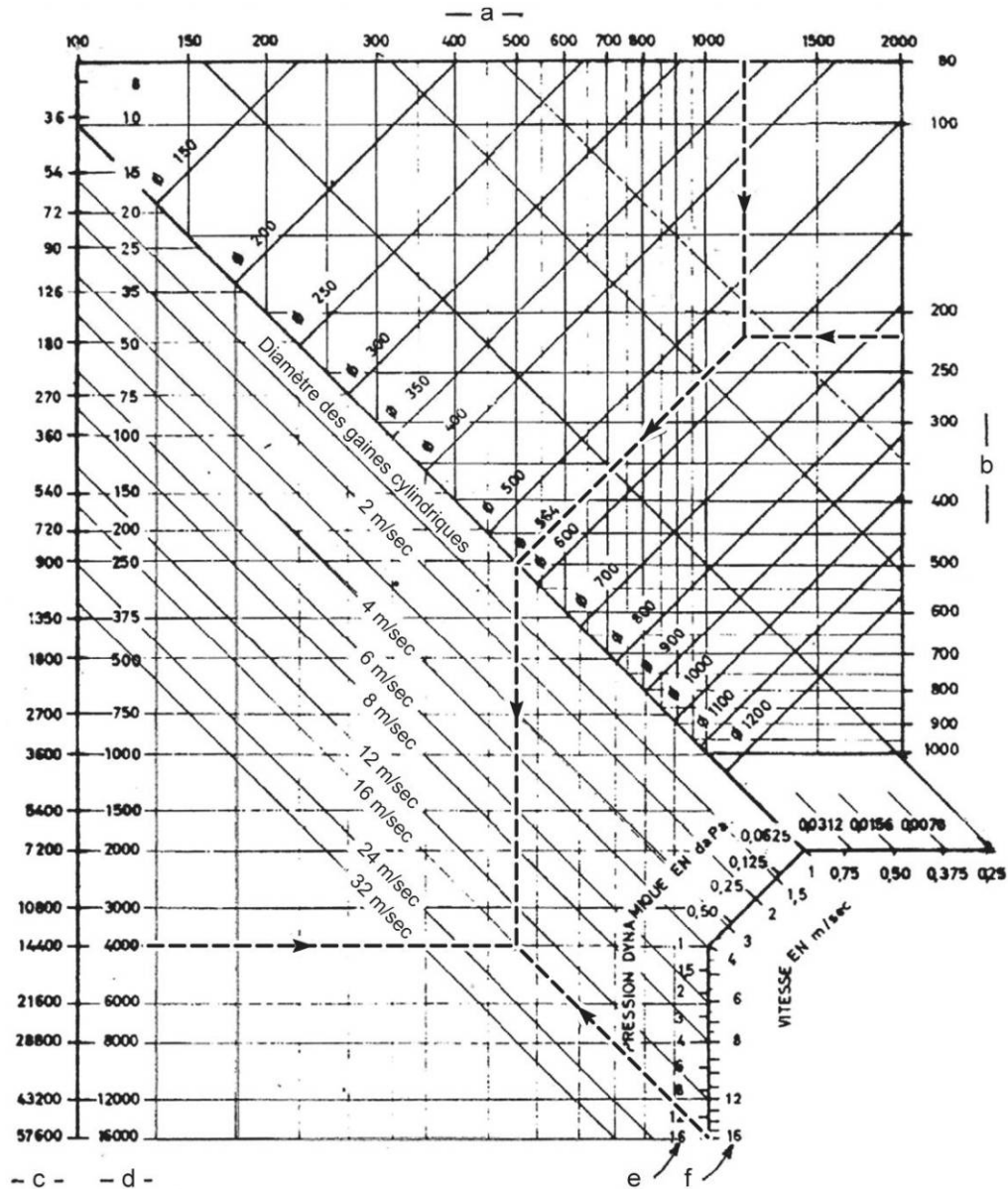
L'abaque donne :

Vitesse $v = 16 \text{ m/s}$.

Pression dynamique **$P_d = 16 \text{ daPa}$** .

Diamètre équivalent = **564 mm**.

Tableau 3.5 Abaque donnant le diamètre équivalent pour un débit constant, cet abaque donne aussi la pression dynamique



a : grand côté de la gaine ; **b** : petit côté de la gaine ; **c** : débit d'air en m³/h ;
d : débit d'air en l/s ; **e** : pression dynamique en daPa ; **f** : vitesse en m/s.

■ Calcul des pertes de charge singulières

Rappel : Δp : pertes de charge singulières (en Pa) = $\zeta \times P_d$

ζ : coefficient de perte de charge spécifique d'une singularité.

Pd : pression dynamique (en Pa) ; $Pd = 1/2 \rho v^2$ (ρ : masse volumique de l'air en kg/m^3 ; v : vitesse en m/s).

Tableau 3.6 Différents coefficients de perte de charge (ζ)

TABLEAU DES COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIÈRE												
Coudes												
				1								2
$R/D = 0,5$				0,75 1,0 1,5 2 3 4				$R/D = 0,5$				0,75 1,0 1,5 2
$= 0,9$				0,43 0,33 0,24 0,19 0,17 0,15				3 élém. $\zeta = 1,3$				0,8 0,5 0,3 0,25
								5 élém. $\zeta = 1,1$				0,6 0,4 0,25 0,2
				4								5
$b/a = 0,25$				0,5 1,0 2,0				$R/W = 0$				0,2 0,4 0,6 0,8
$\zeta =$				2,1 1,7 1,2 0,6				$\zeta = 1,4$				0,7 0,6 0,7 1,1
Bifurcations				7								8
$\square \square \zeta = 1,4$								$R/W = 0,5$				0,75 1 1,5 2
								$\square \square \zeta = 1,1$				0,6 0,4 0,25 0,2
								$\square \square \zeta = 1,0$				0,5 0,25 0,15 0,1
Dérivations				10								11
w_1				$w_2 \zeta_2$				$R/D = 0,5$				0,75 1 1,5 2
$w_2/w_1 =$				0,4 0,6 0,8 1,0 2,0 3,0				$\zeta = 1,3$				0,9 0,8 0,6 0,5
$\alpha = 60^\circ$				5,0 2,2 1,3 0,8 0,5 0,6								
$\alpha = 45^\circ$				3,5 1,3 0,7 0,4 0,4 0,5								
Aspirations libres				13								14
$\square \zeta = 0,9$				0,6				$R/D = 0,25$				0,5 0,75 1,0
$\square \zeta = 1,25$				0,7				$\zeta = 0,2$				0,1 0,05 0,05
Élargissements				16								17
$F_1/F_2 = 0$				0,2 0,4 0,6 0,8 1,0				$\alpha = 5^\circ$				7,5 10 15 22,5 30 45 90
$\zeta_1 = 1,0$				0,7 0,4 0,2 0,1 0				$\zeta_1 = 0,15$				0,2 0,25 0,4 0,6 0,8 0,9 1
Rétrécissements				19								20
$F_1/F_2 = 0$				0,2 0,4 0,6 0,8 1,0				$\zeta_2 = 0,1$				
$\zeta_2 = 0,6$				0,45 0,3 0,2 0,1 0								
				22								23
$\alpha =$				0° 30° 45° 60°				$h/D =$				0,2 0,4 0,6 0,8 1,0
$\zeta =$				1 1,5 3,5 8				$\zeta =$				1,6 1,2 1,05 1,0
Diaphragme				21								24
$F_1/F_2 = 0,9$				0,8 0,7 0,6 0,5 0,4				$h/D =$				0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0
$\zeta_1 = 0,06$				0,28 0,78 1,82 3,8 8,1				$\zeta =$				0,7 0,4 0,7 0,8 0,8 0,8
				25								26
$R/D = 0,5$								$h/D =$				0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0
$\zeta =$								$\zeta =$				0,7 0,4 0,7 0,8 0,8 0,8
Grilles perforées												
Section libre en %												
ζ pour $v = 0,5$ m/s												
10 20 30 40 50 60 70 80												
110 30 12 6 3,6 2,3 1,8 1,4												
120 33 13 6,8 4,1 2,7 2,1 1,6												
128 36 14,5 7,4 4,6 3,0 2,3 1,8												
134 39 15,5 7,8 4,9 3,2 2,5 1,9												
140 40 16,5 8,3 5,2 3,4 2,6 2,0												
146 41 17,5 8,6 5,5 3,7 2,8 2,1												
(v rapportée à la section totale)												
pour les grilles à grillage, ζ est environ la moitié												

Exemple de calcul de pertes de charge d'un coude de section circulaire :

Rapport du rayon au diamètre de la gaine : $R/d = 1,0$.

Air de masse volumique : $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Vitesse de l'air $v = 10 \text{ m/s}$.

Coefficient de perte de charge $\zeta = 0,33$ (valeur relevée dans le tableau 3.6).

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 10^2 = 60 \text{ Pa ou } 6 \text{ daPa}.$$

Calcul de la perte de charge :

$$\Delta p = \zeta \times p_d = 0,33 \times 60 = 19,8 \text{ Pa} = 1,98 \text{ daPa}.$$

■ Calcul des pertes de charge linéaires

Les pertes de charges linéaires sont données par des tableaux, des abaques pour différents types de matériaux (tableau 3.7).

Exemple d'utilisation de l'abaque (tableau 3.7) :

- ▶ Débit d'air : $Q_v = 4\,500 \text{ m}^3/\text{h}$.
- ▶ Diamètre intérieur de la gaine : $\varnothing = 400 \text{ mm}$.
- ▶ Masse volumique de l'air $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

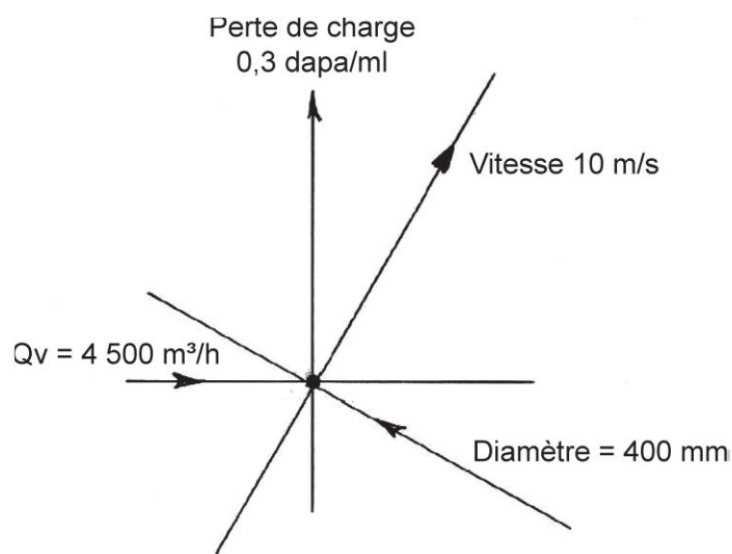
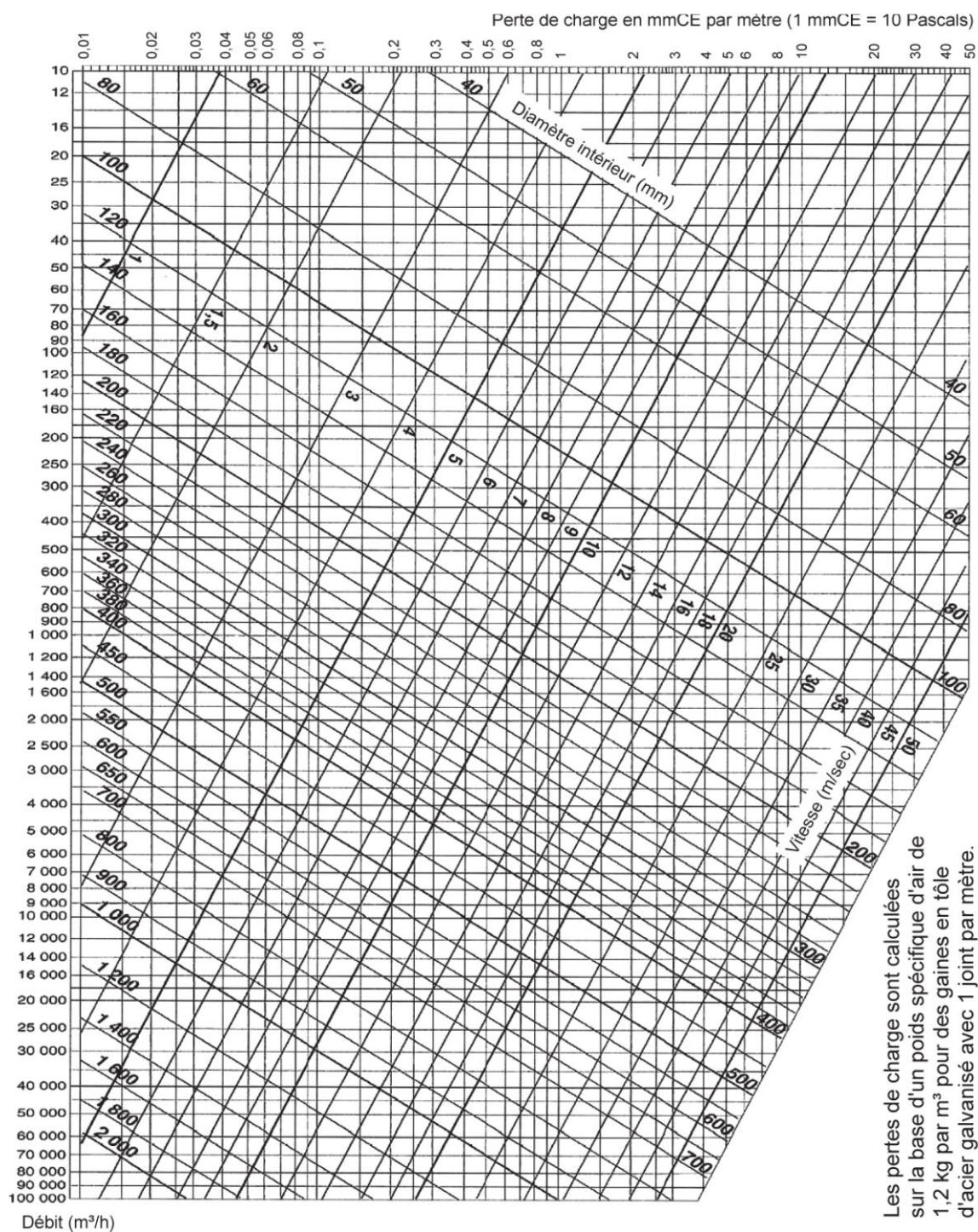


Figure 3.34 Détermination des pertes de charge linéaire en fonction du débit et du diamètre de la gaine

Pour ces valeurs, l'abaque (tableau 3.7) donne une perte de charge de **0,3 daPa/m** et une vitesse de l'air de **10 m/s**.

Tableau 3.7 Diagramme pour le calcul des pertes de charge de l'air dans les gaines circulaires droites



■ Représentation simplifiée des pressions totales d'un réseau aéraulique

Cette représentation est schématisée dans les figures 3.35 et 3.36.

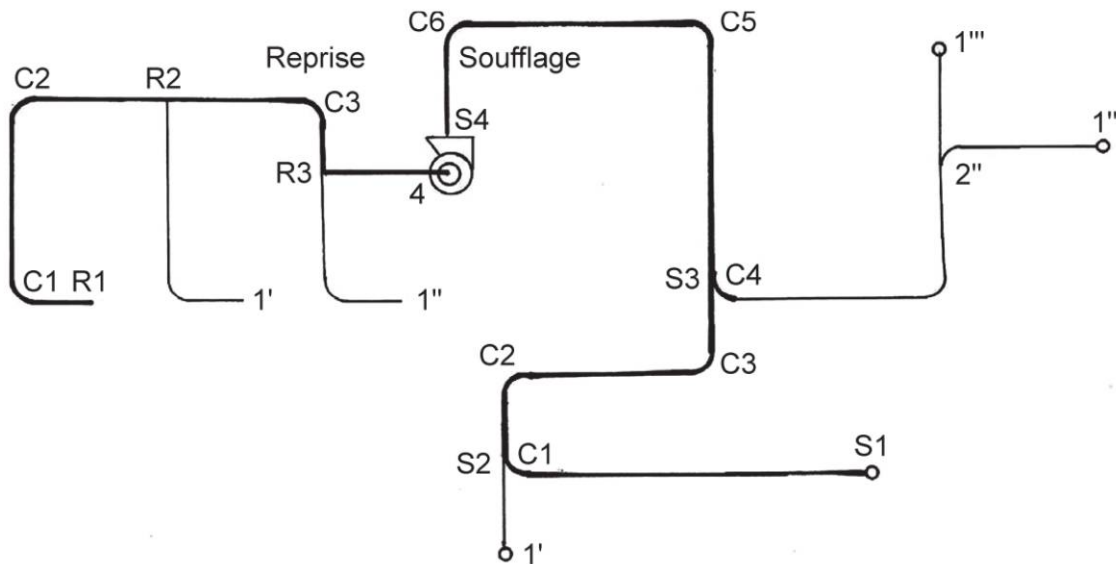


Figure 3.35 Schéma de principe d'un réseau aéraulique

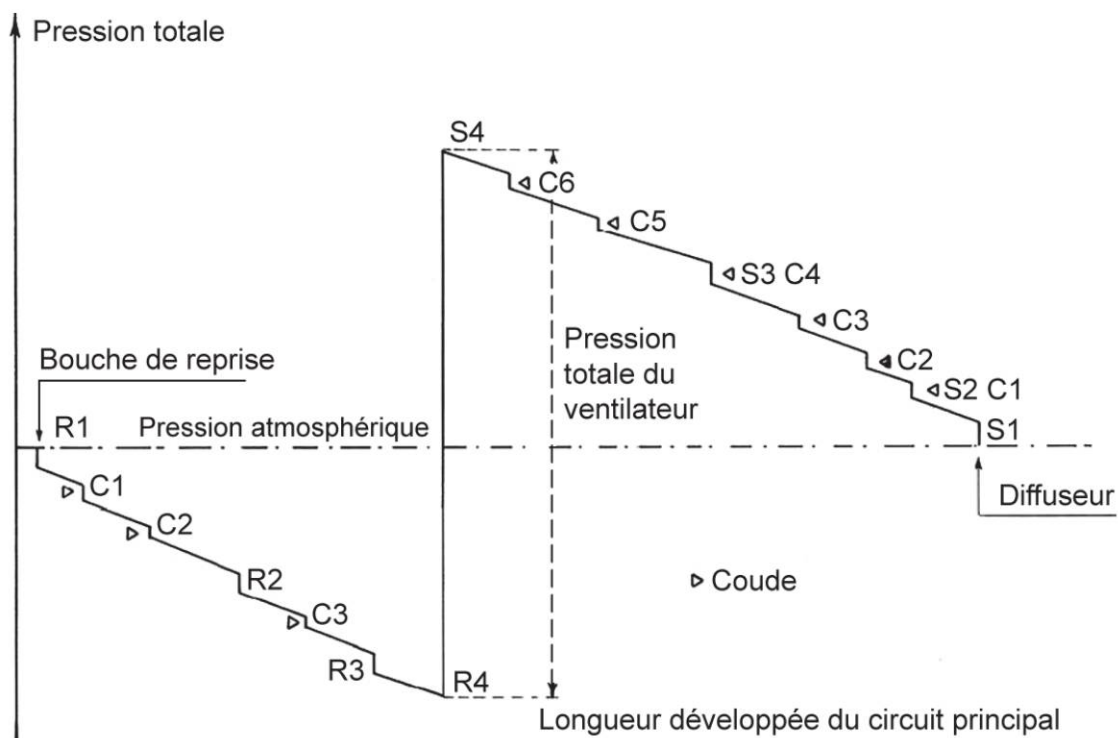


Figure 3.36 Représentation de principe des pressions totales du réseau aéraulique de la figure 3.35

Exemple d'équilibrage côté aspiration :

La pression statique au point R2 (sur l'aspiration) doit être égale à la perte de charge du tronçon 1' – 2.

Exemple d'équilibrage côté refoulement :

La pression statique au point S3 (sur le soufflage) doit être égale à la perte de charge du tronçon 1'' – 2'' – 3.

3.5 Calcul de réseaux aérauliques

3.5.1 Étude de la partie « aspiration » d'un circuit aéraulique

Les gaines sont réalisées en tôles d'acier galvanisé. Les composants de la centrale de traitement d'air représentent une perte de charge totale de 20 daPa. Le débit d'air total est des 10 000 m³/h (figure 3.37).

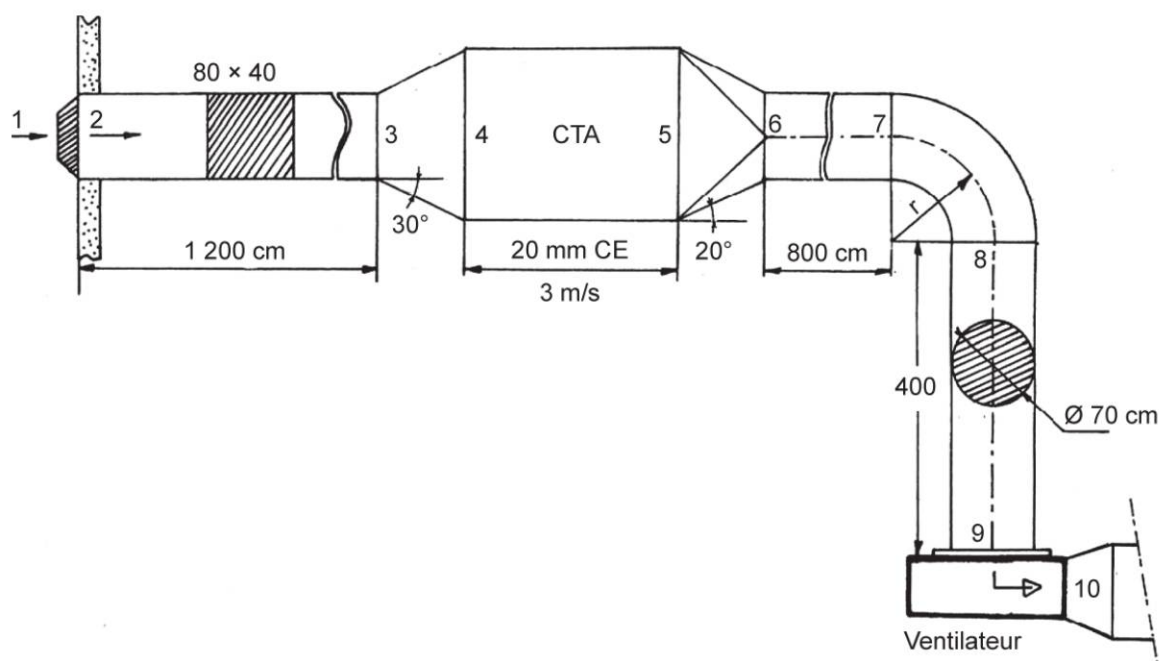


Figure 3.37 Schéma de principe du circuit aéraulique étudié

Les calculs ont été effectués en prenant en référence une vitesse de l'air dans les gaines d'environ 8 m/s. Cette vitesse est un compromis entre le coût du réseau aéraulique, les pertes de charge et le niveau de pression acoustique.

Remarque

Des vitesses faibles en gaine génèrent un surcoût du réseau aéraulique mais permettent un coût de fonctionnement réduit.

■ Calcul des pressions

□ Calcul des pressions au point 2

Section de la gaine = $0,8 \times 0,4 = 0,32 \text{ m}^2$.

Débit d'air : $Q_v = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h} = 2,78 \text{ m}^3/\text{s}$.

Vitesse de l'air $v = Q_v/\text{section} = 2,78/0,32 = 8,7 \text{ m/s}$.

Pression dynamique : $P_d = \frac{1}{2} \rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 8,7^2 = 45 \text{ Pa} = 4,5 \text{ daPa}$.

Le pare-pluie est garanti par un coefficient de perte de charge singulière $\zeta = 1,1$.

La perte de charge entre les points « 1 » et « 2 » est donc :

$\Delta p = \zeta \times P_d = 1,1 \times 4,5 = 4,95 \text{ daPa}$.

Les pressions au point « 2 » sont donc connues :

$P_d = 4,5 \text{ daPa}$.

$P_s = P_d + \Delta p = 4,5 + 4,95 = -9,45 \text{ daPa}$.

$P_t = -4,95 \text{ daPa}$.

□ Calcul des pressions au point 3

La gaine entre les points 2 et 3 est de dimensions $0,4 \times 0,8 \text{ m}$, ce qui correspond à un diamètre équivalent de 0,65 m.

L'abaque spécifique donne une perte de charge R' de 0,1 daPa/m.

La perte de charge du tronçon 2 – 3 est donc :

$$R' \times L = 0,1 \times 12 = 1,2 \text{ daPa.}$$

Les pressions au point 3 sont donc connues :

$$P_d = 4,5 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -6,15 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -10,65 \text{ daPa.}$$

□ Calcul des pressions au point 4

La vitesse de l'air en 4 est de 3 m/s, la pression dynamique est donc :

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 3^2 = 5,4 \text{ Pa} = \mathbf{0,54 \text{ daPa.}}$$

Le coefficient de perte de charge de ce divergent est $\zeta = \mathbf{0,8}$.

La perte de charge correspondante est donc :

$$\Delta p = 0,8 \times 4,5 = \mathbf{3,6 \text{ daPa.}}$$

Les pressions au point 4 sont donc connues :

$$P_d = 0,54 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -9,75.$$

$$P_s = -10,29 \text{ daPa.}$$

Remarque

ζ doit être ici associé à la vitesse en amont du divergent (8,7 m/s).

□ Calcul des pertes de charge au point 5

Par hypothèse, la centrale de traitement d'air crée une perte de charge de 20 daPa.

$$\text{Pression totale : } P_t = -9,75 + (-20) = -29,75 \text{ daPa.}$$

Les pressions au point 5 sont donc connues :

$$P_d = 0,54 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -29,75 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -30,29 \text{ daPa.}$$

□ Calcul des pressions au point 6

Il s'agit ici d'une gaine de section circulaire de diamètre 700 mm.

$$\text{Section} = \pi d^2 / 4 = (3,14 \times 0,7^2) / 4 = 0,38 \text{ m}^2.$$

$$\text{Vitesse de l'air } v = 2,78 / 0,38 = 7,3 \text{ m/s.}$$

$$\text{Pression dynamique } P_d = \frac{1}{2} \rho v^2 = 0,5 \times 1,2 \times 7,3^2 = 32 \text{ Pa} = 3,2 \text{ daPa.}$$

Le convergent 5 – 6 est garanti par un coefficient de perte de charge singulière $\zeta = 0,1$.

Perte de charge de ce convergent :

$$\Delta p = 0,1 \times 3,2 = 0,32 \text{ daPa.}$$

Les pressions au point 6 sont donc connues :

$$P_d = 3,2 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -30,07 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -33,27 \text{ daPa.}$$

□ Calcul des pressions au point 7

La perte de charge par mètre linéaire est $R' = 0,08 \text{ daPa/ml}$.

La perte de charge du tronçon 6 – 7 est donc $\Delta p = 0,08 \times 8 = 0,64 \text{ daPa}$.

Les pressions au point 7 sont donc connues :

$$P_d = 3,2 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -30,71 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -33,91 \text{ daPa.}$$

□ Calcul des pressions au point 8

Le coefficient de perte de charge singulière du coude 7 – 8 est $\zeta = 0,33$.

La perte de charge de ce coude est donc $\Delta p = \zeta \times P_d = 0,33 \times 3,2 = 1,05$ daPa.

Les pressions au point 8 sont donc connues :

$$P_d = 3,2 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -31,76 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -34,96.$$

□ Calcul des pressions au point 9

Coefficient de perte de charge linéaire $R' = 0,08$ daPa/ml.

Perte de charge du tronçon 8 – 9 :

$$\Delta p = 0,08 \times 4 = 0,32 \text{ daPa.}$$

Les pressions au point 9 sont donc connues :

$$P_d = 3,2 \text{ daPa.}$$

$$P_t = -32,08 \text{ daPa.}$$

$$P_s = -35,28 \text{ daPa.}$$

Tableau 3.8 Tableau récapitulatif des pressions

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
N° du point	Q_v m^3/h	$L \times l$ mm	Diamètre mm	Section m^2	Vitesse m/s	P_d $daPa$	Δp_d $daPa$	Δv m/s	ζ	Longueur m	R' $daPa/m$	Δp_t	P totale	P statique
1							4,5	8,7	1,1			4,95		
2	10 000	$0,8 \times 0,4$		0,32	8,7	4,5	0	0		12	0,1	1,2	- 4,95	- 9,45
3	10 000	$0,8 \times 0,4$		0,32	8,7	4,5	3,96	5,7	0,8			3,6	- 6,15	- 10,65
4	10 000				3	0,54	0	0				20	- 9,75	- 10,29
5	10 000				3	0,54	2,66	4,3	0,1			0,32	- 29,75	- 30,29
6	10 000		700	0,38	7,3	3,2	0	0		8	0,08	0,64	- 30,07	- 33,27
7	10 000		700	0,38	7,3	3,2	0	0				1,05	- 30,71	- 33,91
8	10 000		700	0,38	7,3	3,2	0	0	0,33			0,32	- 31,76	- 34,96
9	10 000		700	0,38	7,3	3,2	0	0		4	0,08	0,32	- 32,08	- 35,28

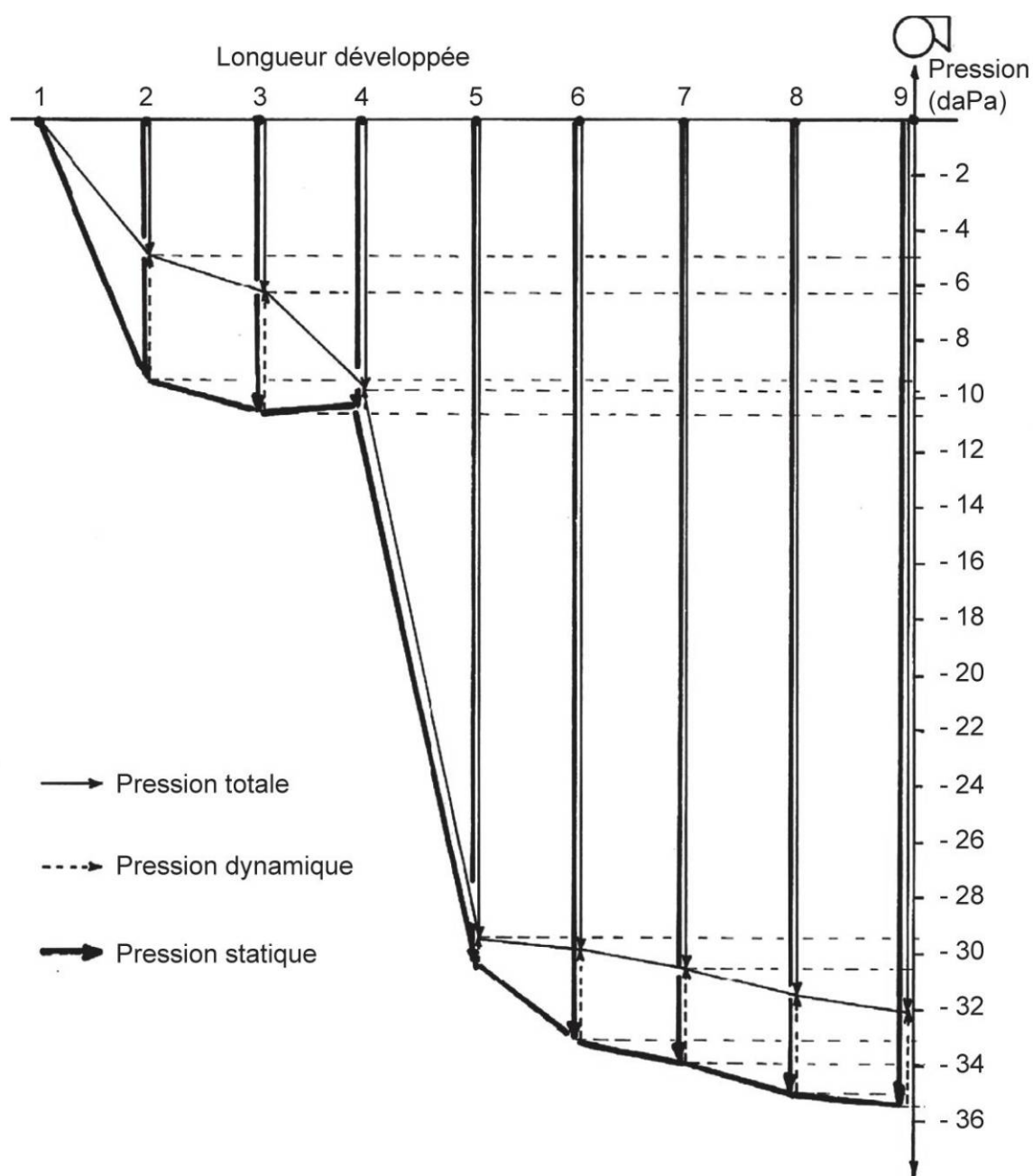


Figure 3.38 Représentation vectorielle des pressions du réseau aéraulique (côté aspiration)

3.5.2 Étude partielle d'un circuit aéraulique côté refoulement

Le réseau aéraulique étudié ici (côté soufflage) comporte 27 points caractéristiques (figure 3.39). Les calculs étant répétitifs, ils ne sont pas représentés ici.

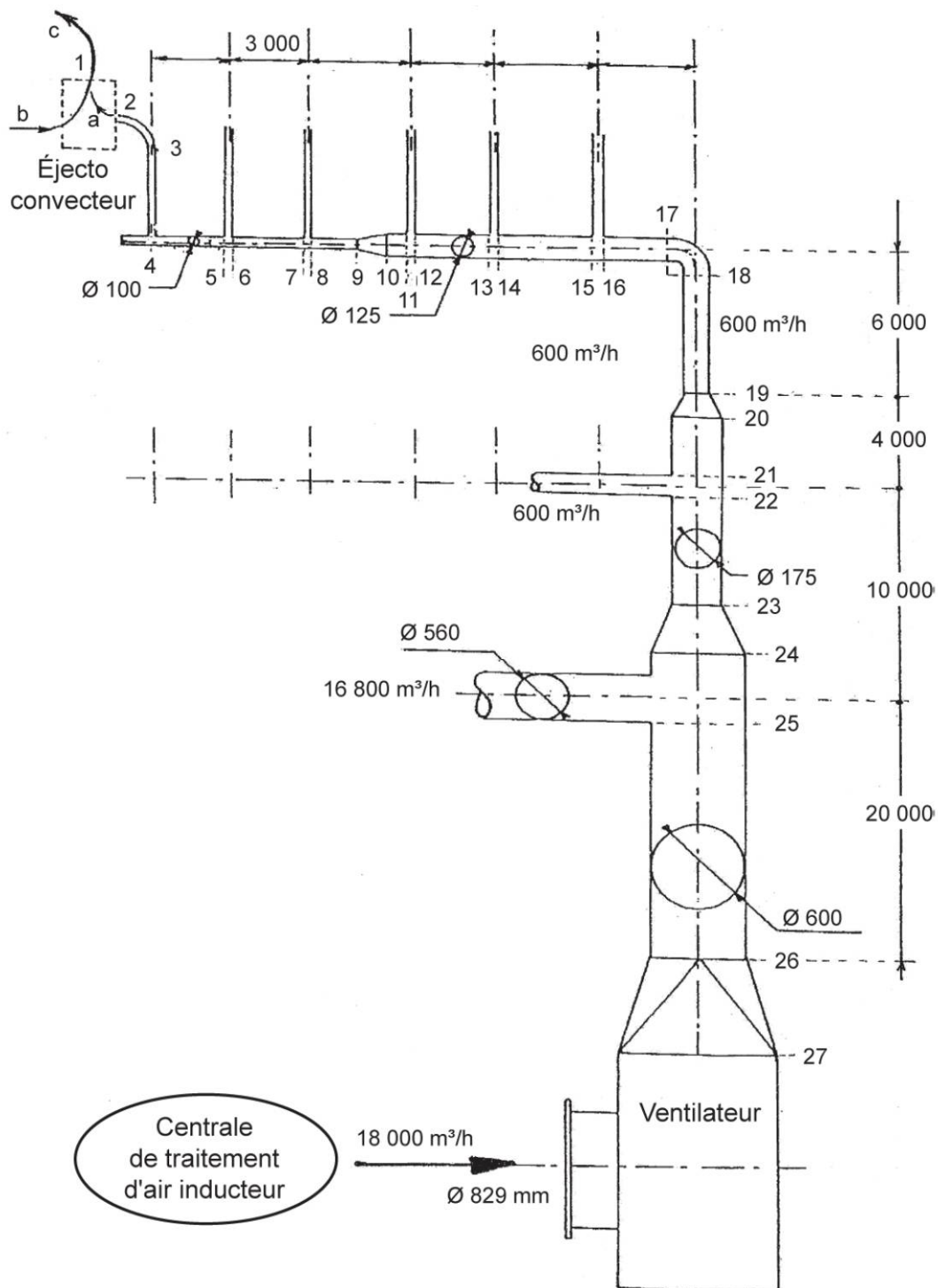


Figure 3.39 Circuit aéraulique (côté refoulement) d'une installation à éjecto-convecteurs

Il s'agit d'un réseau aéraulique alimentant des éjecto-convecteurs ; les vitesses en gaine sont donc relativement élevées. Dans la configuration normale de fonctionnement, la perte de charge des éjecto-convecteurs est de 20 daPa (donnée fabricant).

Dans ce qui suit, nous nous limiterons à porter le résultat des calculs des différentes pressions entre les points 16 et 27 de la figure 3.39 dans le tableau 3.9

Ces pressions sont aussi représentées vectoriellement par la figure 3.40.

L'étude complète de ce projet a donné les résultats suivants :

- ▶ Pertes de charge totales au refoulement : **108 daPa.**
- ▶ Pertes de charge totales côté aspiration : **-50 daPa.**
- ▶ Débit volumique du ventilateur : **$Q_v = 18\,000\text{ m}^3/\text{h}$.**

On dispose alors des éléments nécessaires à la sélection du ventilateur correspondant à ce projet :

- ▶ Pression totale : **$P_t = 158\text{ daPa}$.**
- ▶ Débit volumique : **$Q_v = 18\,000\text{ m}^3/\text{h}$.**

Par ailleurs, le rapport des débits air induit/air inducteur est explicité dans le chapitre 6 « Types de climatisations ».

Tableau 3.9 Tableau récapitulatif des pressions

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
N° du point	Qv m³/h	L × l mm	Diamètre mm	Section m²	Vitesse m/s	Pd daPa	Δpd daPa	Δv m/s	ζ	Longueur m	R' daPa/m	Δpt	P totale	P statique
16	600		125	0,0122	14	11,76	0	0		3	1,8	5,4	50	38,24
17	600		125	0,0122	14	11,76	0	0	0,24			2,8	55,4	43,64
18	600		125	0,0122	14	11,76	0	0		6	1,8	10,8	58,2	46,44
19	600		125	0,0122	14	11,76	8,86	7	0,1			1,17	69	57,27
20	600		175	0,024	7	2,9	0	0		4	0,3	1,2	70,17	67,27
21	600		175	0,024	7	2,9	8,7	6,9	0,5			5,8	71,27	68,37
22	1 200		175	0,024	13,9	11,6	0	0		10	1	10	77,07	65,47
23	1 200		175	0,024	13,9	11,6	11,52	12,72	0,1			1,16	87,07	75,47
24	1 200		600	0,28	1,18	0,08	19,02	16,67	0,5			9,56	88,23	88,15
25	18 000		600	0,28	17,85	19,1	0	0		20	0,5	10	97,79	78,69
26	18 000		600	0,28	17,85	19,1							107,79	88,69

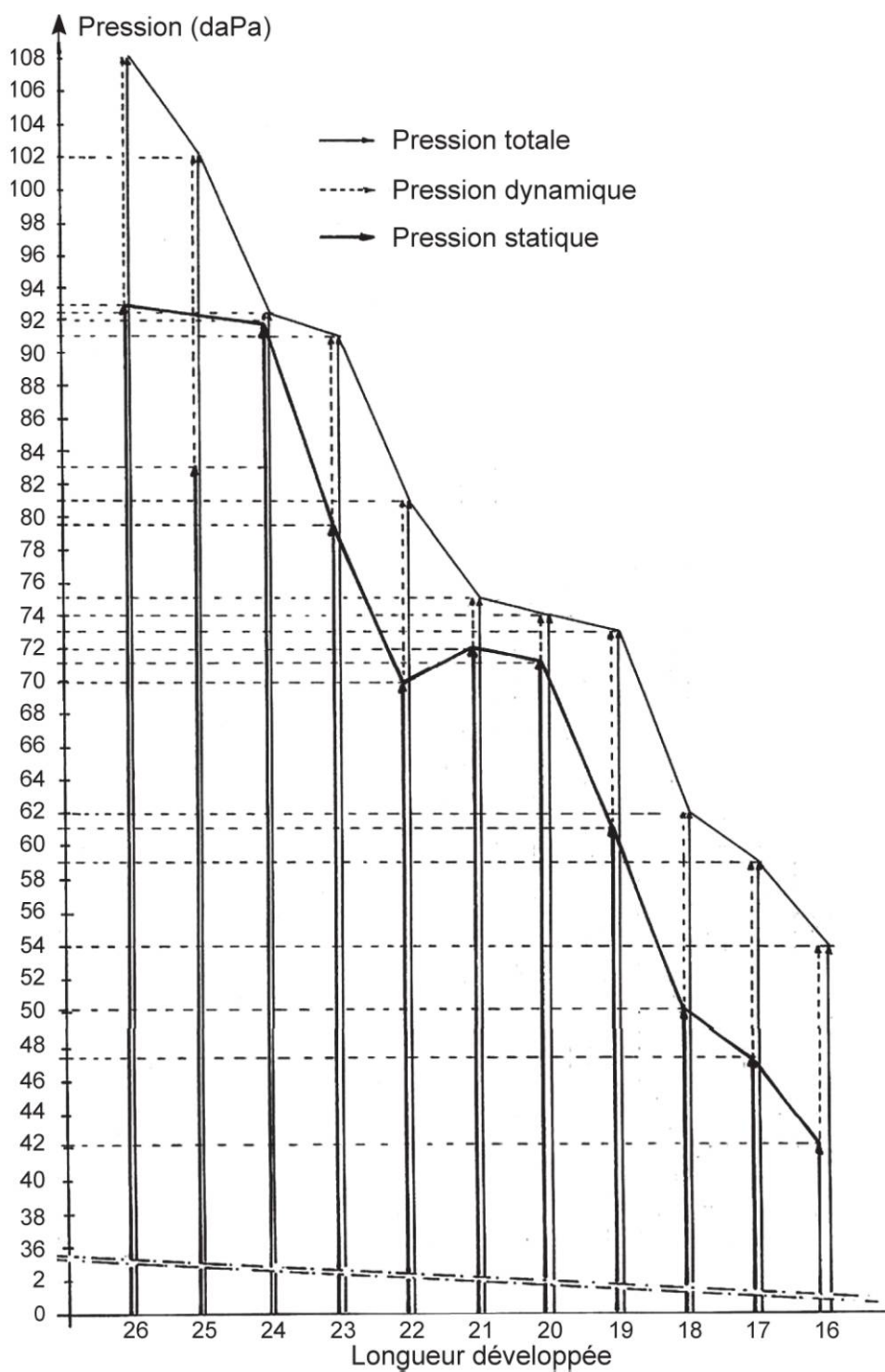


Figure 3.40 Représentation vectorielle des pressions du réseau aéraulique (côté refoulement) correspondant à la figure 3.39

3.6 Étude d'un réseau aéraulique et sélection du ventilateur correspondant

3.6.1 Généralités

Cette étude doit permettre de sélectionner le ventilateur approprié à cette installation.

L'étude psychrométrique a permis de déterminer le débit d'air, qui est de **4 000 m³/h**.

La centrale de traitement d'air prévue crée une perte de charge de **15 daPa**.

L'installation fonctionne en tout air neuf.

Les bouches de soufflage sont montées en faux plafond.

Caractéristiques des diffuseurs :

Débit : **1 000 m³/h**.

Perte de charge : **3,3 daPa**.

Portée : **min. 2,5 m, max. 5,1 m**.

Niveau de puissance acoustique : **43 dB**.

Vitesse au col : **5,5 m/s**.

Le réseau aéraulique (figure 3.41) est réalisé en tôle d'acier sans isolation.

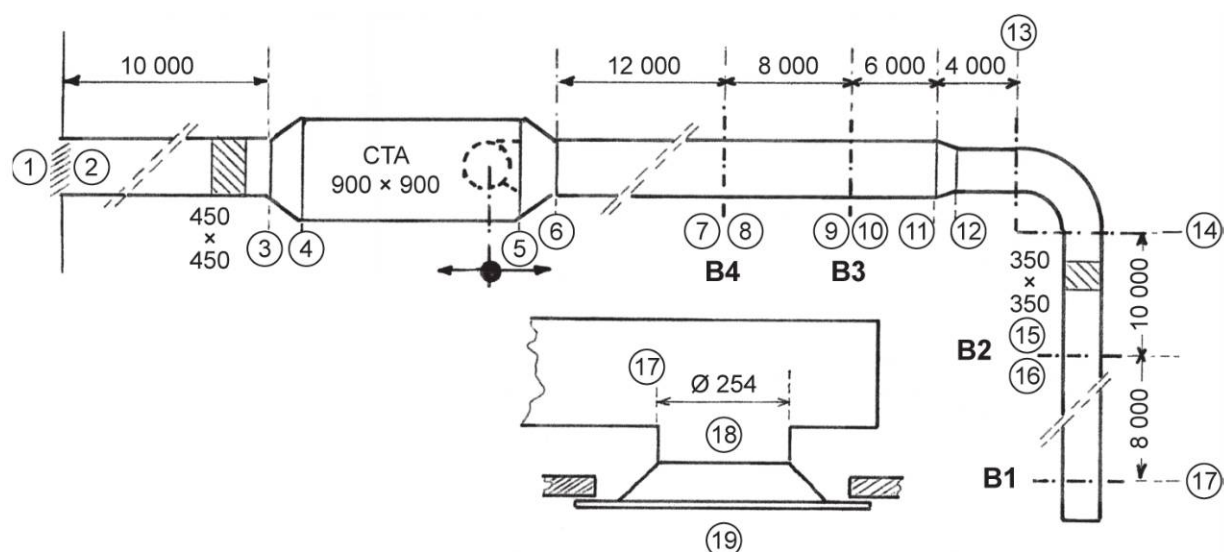


Figure 3.41 Schéma de principe du réseau aéraulique

3.6.2 Calcul des pertes de charge

Pour plus de clarté, les pertes de charge aspiration et soufflage dans la figure 3.41 sont présentées sur deux tableaux distincts (tableaux 3.10 et 3.11).

Remarque

Le calcul des pertes de charge à l'aspiration et au soufflage démarre aux bouches les plus éloignées du ventilateur, les pressions en « 1 » et « 19 » étant connues : il s'agit de la pression atmosphérique, pression de référence.

Tableau 3.10 Tableau récapitulatif des pressions dans le réseau de reprise

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
N° du point	Q _v (m³/h)	L x l (mm)	Diamètre (mm)	Section (m²)	Vitesse (m/s)	P _d (daPa)	ΔP _d (daPa)	Δv (m/s)	ζ	Longueur (m)	R' (daPa/m)	ΔP _t (daPa)	P totale (daPa)	P statique (daPa)
1							1,815	5,5	1,1			2		
2	4 000	450 x 450		0,2	5,5	1,815	0	0		10	0,1	1	-2	-3,815
3	4 000	450 x 450		0,2	5,5	1,815							-3	-4,815
4	4 000	900 x 900		0,81	1,37	0,113	1,7	4,13	0,6			1	-4	-4,113
5	4 000	900 x 900		0,81	1,37	0,113	0	0	ΔP	CTA =	15 daPa	15	-19	-19,113

Tableau 3.11 Tableau récapitulatif des pressions dans le réseau de soufflage

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
N° du point	Q _v (m³/h)	L x l (mm)	Diamètre (mm)	Section (m²)	Vitesse (m/s)	P _d (daPa)	ΔP _d (daPa)	Δv (m/s)	ζ	Longueur (m)	R' (daPa/m)	ΔP _t (daPa)	P totale (daPa)	P statique (daPa)
19							1,815	5,5	ΔP	fabricant	3,3 daPa	3,3		
18	1 000		254	0,05	5,5	1,815	1,51	3,23	0,6			1	5,115	3,3
17	1 000	350 x 350		0,1225	2,27	0,3	0	0		8	0,014	0,12	6,115	5,815

16	1 000	350 × 350		0,1225	2,27	0,3	0,93	2,26	0,5						6,235	5,935
15	2 000	350 × 350		0,1225	4,53	1,23	0	0						0,615	6,85	5,62
14	2 000	350 × 350		0,1225	4,53	1,23	0	0		10	0,08			0,8	7,65	6,42
13	2 000	350 × 350		0,1225	4,53	1,23	0	0	0,4					0,49	8,14	6,912
12	2 000	350 × 350		0,1225	4,53	1,23	0	0		4	0,08			0,32	8,46	7,23
11	2 000	450 × 450		0,2	2,78	0,46	0,77	1,75	0,1					0,123	8,583	8,123
10	2 000	450 × 450		0,2	2,78	0,46	0	0		6	0,025			0,15	8,733	8,273
9	3 000	450 × 450		0,2	4,16	1	0,54	1,38	0,5					0,5	9,233	8,233
8	3 000	450 × 450		0,2	4,16	1	0	0		8	0,04			0,32	9,553	8,553
7	4 000	450 × 450		0,2	5,55	1,85	0,85	1,39	0,5					0,925	10,478	8,628
6	4 000	450 × 450		0,2	5,55	1,85	0	0		12	0,1			1,2	11,678	9,828
5	4 000	900 × 900		0,81	1,37	0,113	1,737	4,18	0,1					0,185	11,863	11,75

3.6.3 Sélection du ventilateur

La pression totale nécessaire au ventilateur résulte de la somme de la pression totale à l'aspiration (**-19 daPa**) et de la pression totale au refoulement (**11,863 daPa, soit 12 daPa**).

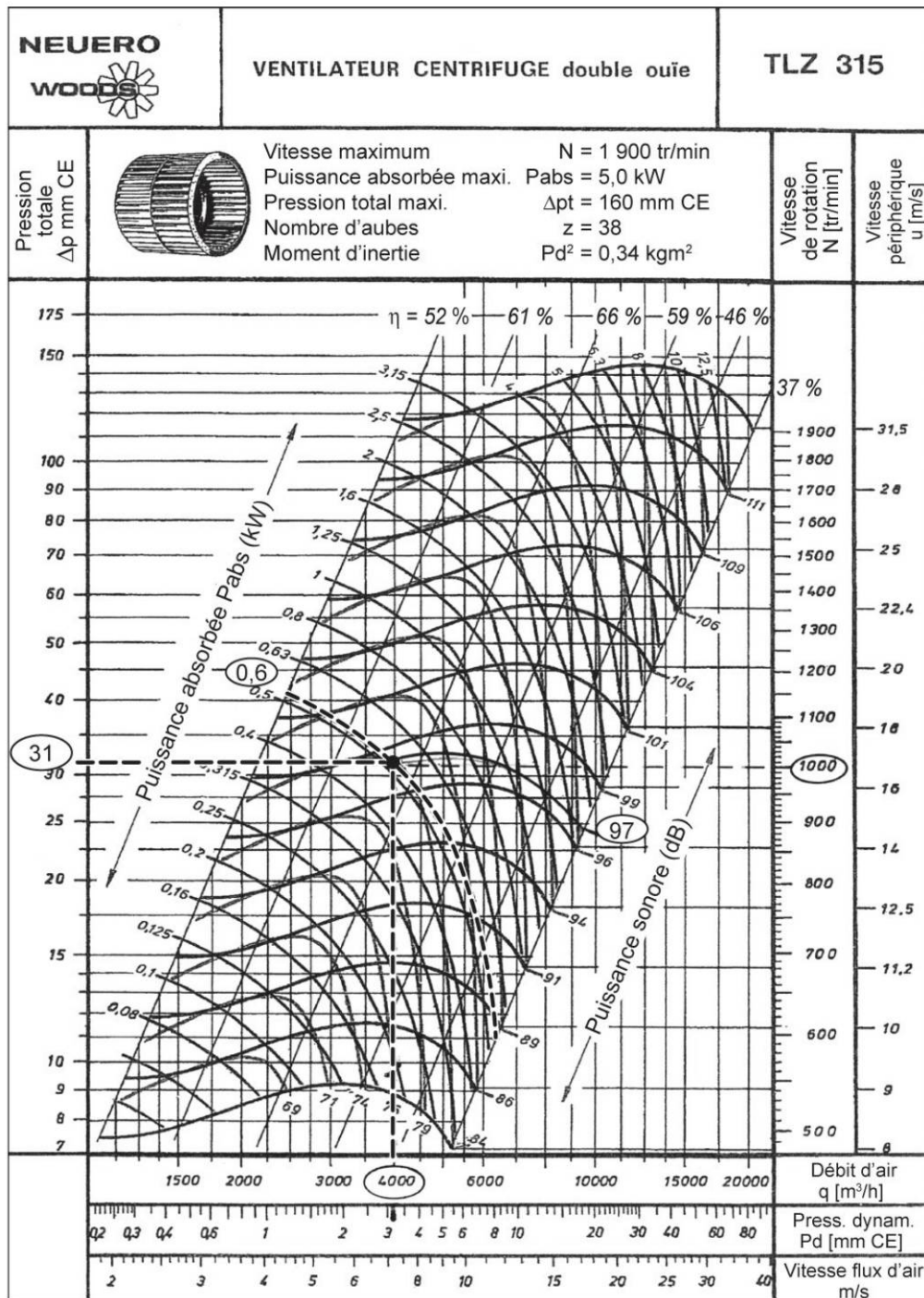


Figure 3.42 Courbier correspondant au ventilateur sélectionné

La pression totale nécessaire est donc de **31 daPa**.

Le débit d'air étant de **4 000 m³/h**, on dispose des éléments permettant la sélection du ventilateur.

Sur le courbier du ventilateur (figure 3.42), au point de fonctionnement (**Q_v = 4 000 m³/h** et pression totale = **31 daPa**), on relève les autres caractéristiques :

Vitesse de rotation : **1 000 tr/min**.

Puissance absorbée : **0,6 kW**.

Niveau de puissance acoustique : **LW = 97 dB**.

Rendement : **65 %**.

3.7 La ventilation mécanique contrôlée (VMC)

3.7.1 Généralités se rapportant aux locaux à usage d'habitation

Les médecins **ORL** (nez, gorge, oreilles) constatent que depuis une trentaine d'années un nombre croissant de patients est atteint de rhinites, conjonctivites, asthme...

Des enquêtes ont permis d'établir que beaucoup des problèmes **ORL** sont dus à l'environnement intérieur des locaux habités.

Avant les années **1980**, les bâtiments étaient peu ou pas isolés, l'étanchéité des enveloppes était aléatoire de sorte que, dans les locaux habités, l'air était naturellement renouvelé.

Dans les années **1980**, apparaissent les premiers bâtiments isolés conformément à la réglementation thermique. En conséquence, les entrées d'air parasites ont régressé.

Le taux de polluant à l'intérieur des locaux a donc fortement augmenté.

Ces polluants sont les peintures, les vernis, les différents produits de traitement du bois, la fumée de tabac, les produits d'entretien ménagers, le monoxyde de carbone, les acariens, les moisissures, le dioxyde de carbone émis par les occupants eux-mêmes...

Il est donc apparu que la ventilation des locaux habités s'imposait. Est ainsi arrivée la VMC (ventilation mécanique contrôlée).

La **VMC** permet l'extraction de l'air des pièces dites « **humides** » : cuisine, salle de bains, toilettes.

Cette extraction conduit à une mise en dépression des pièces principales (salle de séjour, chambres).

L'air neuf est alors admis par des entrées judicieusement disposées et dimensionnées.

Avec le relèvement des exigences réglementaires concernant la réglementation thermique **2012** en vigueur, on peut considérer que presque **un tiers** des déperditions totales sont dues à l'air neuf.

Demain, avec les maisons à très basse consommation énergétique, l'air neuf pourrait représenter **deux tiers** des déperditions totales.

L'air neuf représente donc une part de plus en plus importante dans le pourcentage des dépenses de chauffage.

Des technologies se sont donc développées pour limiter les consommations énergétiques liées au renouvellement d'air.

3.7.2 Les grilles, les bouches

Dans l'hypothèse d'une VMC simple flux, les différents locaux sont mis en dépression.

Des grilles permettant l'admission d'air neuf doivent assurer l'introduction d'un volume adéquat.

Ces grilles sont généralement disposées à la partie haute des huisseries des portes et des fenêtres.

L'air neuf doit être admis afin d'assurer la meilleure homogénéisation possible de l'ambiance des différents locaux.

En VMC, on dispose de bouches **autoréglables** et **hygroréglables**.

Remarque

Les grilles sont aussi souvent appelées « entrées d'air »

■ Les bouches autoréglables

Ces bouches assurent un débit constant pour une certaine plage de pression donnée par le constructeur.

■ Les bouches hygroréglables

Ces bouches modulent le débit en fonction du taux d'hygrométrie relative pour une certaine plage de pression donnée par le constructeur.

Les bouches et entrées d'air hygroréglables sont munies d'une tresse qui s'allonge ou se rétracte en fonction de l'hygrométrie relative de l'air.

Cette tresse raccordée à un système mécanique modifie la position d'un volet qui ouvre ou ferme la section de la bouche ou de l'entrée d'air.

Le débit d'extraction d'air est donc à peu près proportionnel à l'hygrométrie de l'air. Notons qu'un air humide est néfaste sur le plan des locaux eux-mêmes. Les occupants dégagent de la vapeur d'eau, ces bouches hygroréglables assurent donc un débit qui tient compte du taux d'occupation.

Ces bouches hygroréglables représentent donc une technologie intelligente... et économique !

Dans le vocabulaire spécifique de la VMC, on trouve les expressions suivantes :

- ▶ VMC hygroréglable de type A : Il s'agit là d'une VMC où seules les bouches d'extraction sont de type hygroréglable.
- ▶ VMC hygroréglable de type B : Il s'agit là d'une VMC où les bouches d'extraction et d'admission de l'air neuf sont hygroréglables.

Cette solution est énergétiquement plus efficace.

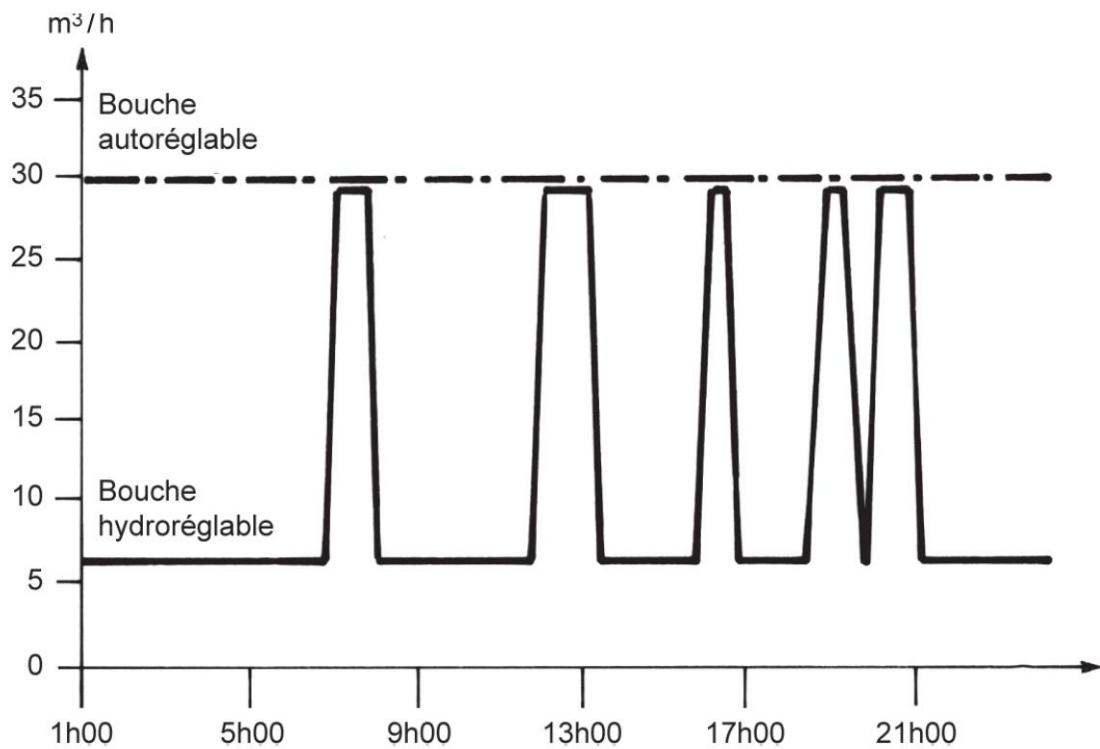


Figure 3.43 Comparaison des débits d'air avec les bouches autoréglables et hydroréglables pour un WC (Doc. Aldès)

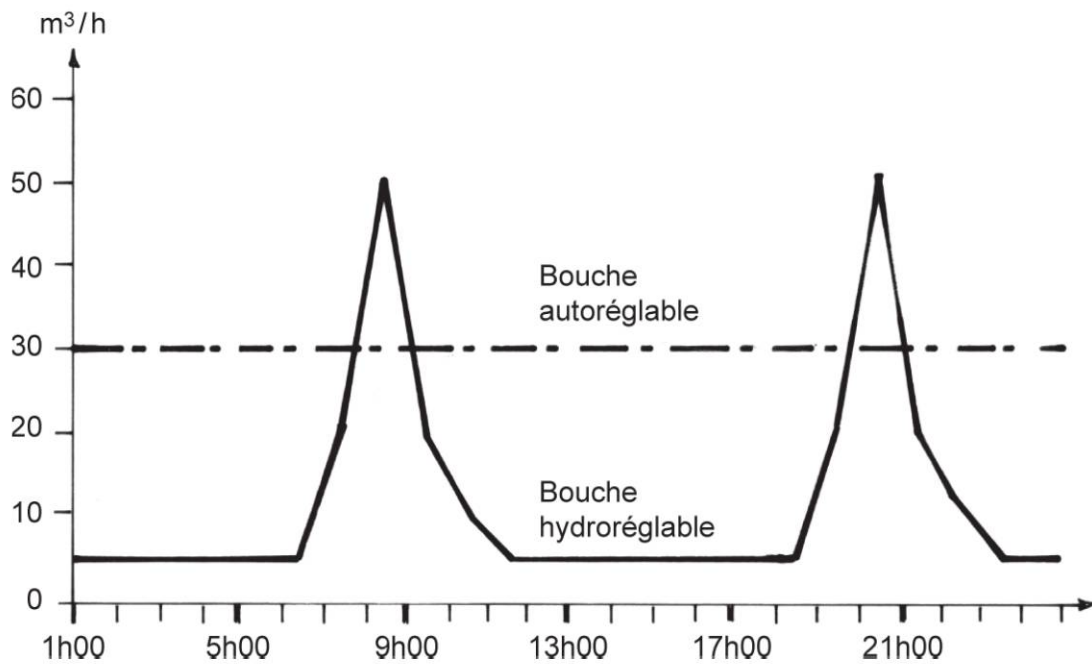


Figure 3.44 Comparaison des débits d'air avec les bouches autoréglables et hydroréglables pour une salle de bain (Doc. Aldès)

3.7.3 Les différents types de VMC

■ Les VMC à simple flux autoréglables ou hygroréglables

Considérons une maison individuelle.

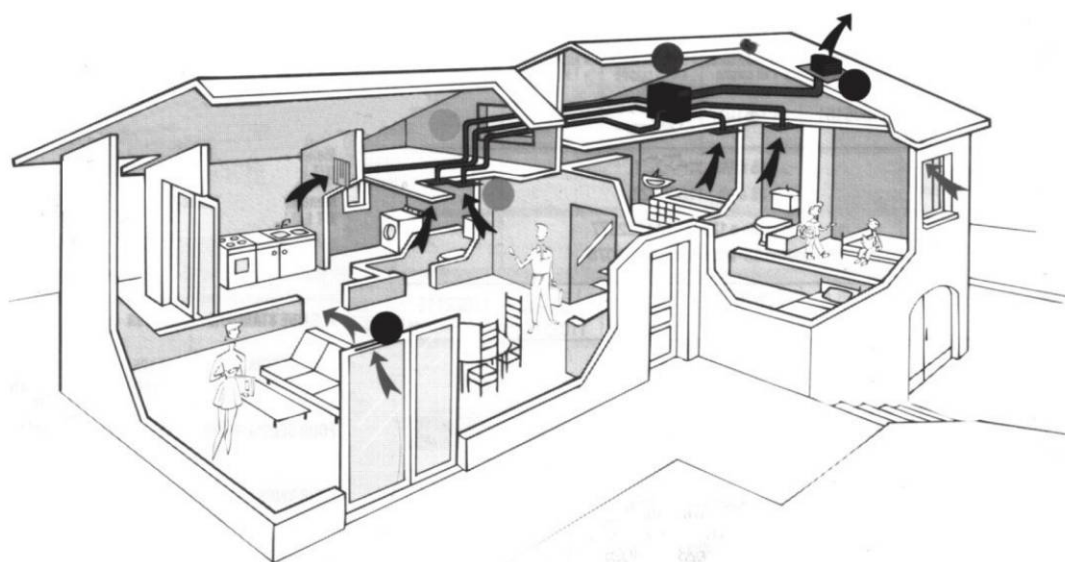


Figure 3.45 Schéma de principe d'une maison individuelle équipée d'une VMC simple flux (Doc. Aldès)

Tableau 3.12 Avantages et inconvénients des VMC simple flux

Avantages	Inconvénients
Simplicité de conception et d'installation. Maîtrise des débits extraits.	Pas adapté aux bâtiments situés dans des environnements bruyants et pollués (pas de filtration de l'air et isolement acoustique limité).
Modulation des débits possible. Investissement limité. Facilité d'entretien.	Pas adapté aux locaux à forte occupation continue (inconfort dus aux gros débits, difficultés d'implantation des amenées d'air et déperditions trop importantes (RT 2000)). Pas adapté aux locaux de grandes hauteurs (distributions des flux aléatoires). Répercussion directe des débits de renouvellement d'air sur le dimensionnement du chauffage).

■ Les VMC à double flux indépendants autoréglables ou hygroréglables

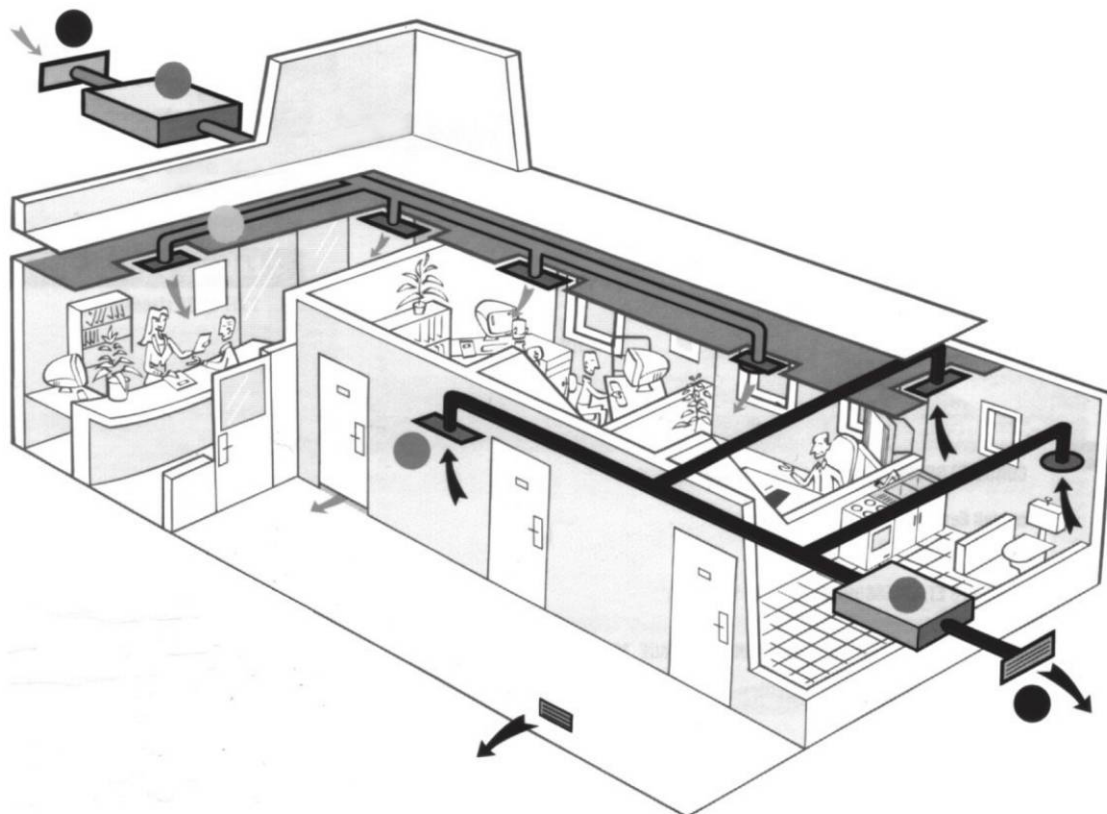


Figure 3.46 Schéma de principe de locaux à usage de bureaux équipés d'une VMC à double flux indépendants (Doc. Aldès)

Tableau 3.13 Avantages et inconvénients des VMC à double flux indépendants

Avantages	Inconvénients
Maîtrise des débits insufflés et extraits. Possibilité de mise en surpression. Isolement acoustique par rapport à l'extérieur. Possibilité de préchauffer l'air neuf. Possibilité de filtrer l'air neuf. Modulation des débits possible. Possibilité de surventilation nocturne.	Encombrement des réseaux. Consommation des auxiliaires. Entretien du réseau d'insufflation. Bruit éventuel sur l'insufflation. Répercussion directe des débits de renouvellement d'air sur le dimensionnement du chauffage.

■ Les VMC à double flux avec récupération de chaleur

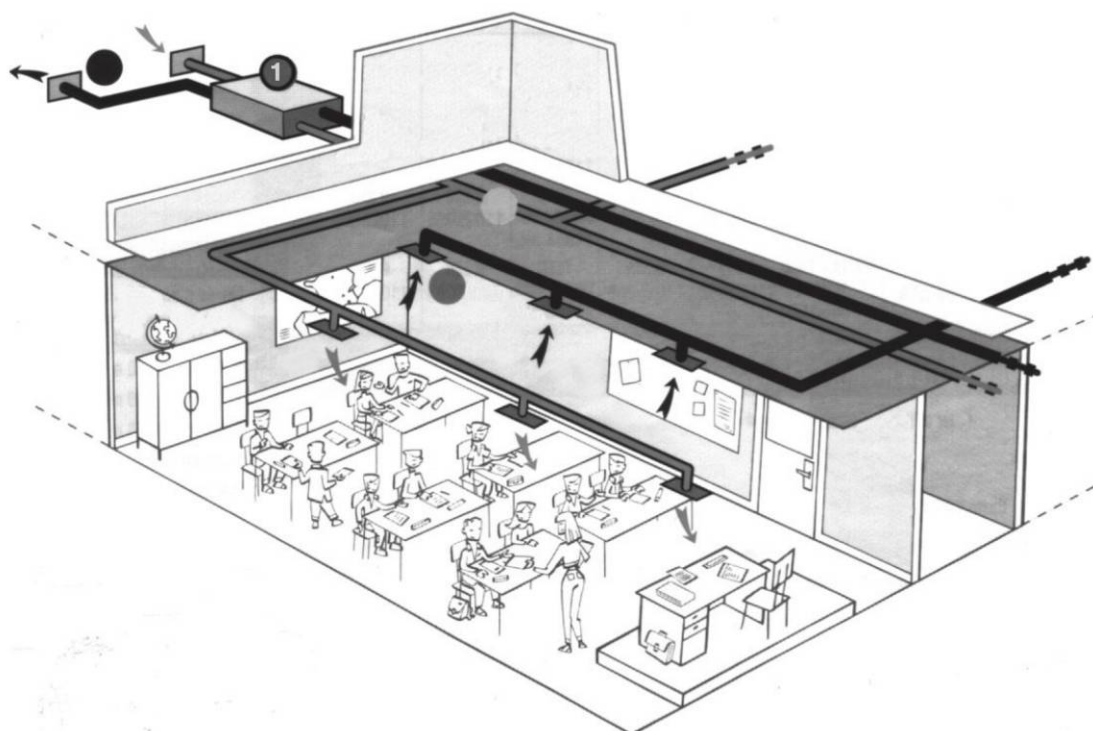


Figure 3.47 Schéma de principe d'une salle de classe équipée d'une VMC à double flux avec récupération de chaleur (Doc. Aldès)

Tableau 3.14 Avantages et inconvénients des VMC à double flux avec récupération de chaleur

Avantages	Inconvénients
Maîtrise des débits insufflés et extraits. Confort thermique (traitement thermique de l'air insufflé). Isolement acoustique par rapport à l'extérieur. Filtration de l'air neuf. Possibilité de rafraîchir l'air neuf (batterie froide). Possibilité de préchauffer l'air neuf (batterie chaude). Modulation des débits possible. Économies d'énergie. Système favorable vis-à-vis de la référence RT 2000. Répercussion limitée des débits de renouvellement d'air sur le dimensionnement du chauffage.	Encombrement des réseaux. Investissement initial plus important. Entretien du réseau d'insufflation et de l'échangeur. Bruit éventuel sur l'insufflation.

Le repère « 1 » de la figure 3.47 correspond à un échangeur à plaques dont l'étude est développée au chapitre 10 « Récupération d'énergie ».

□ Intérêt de la récupération

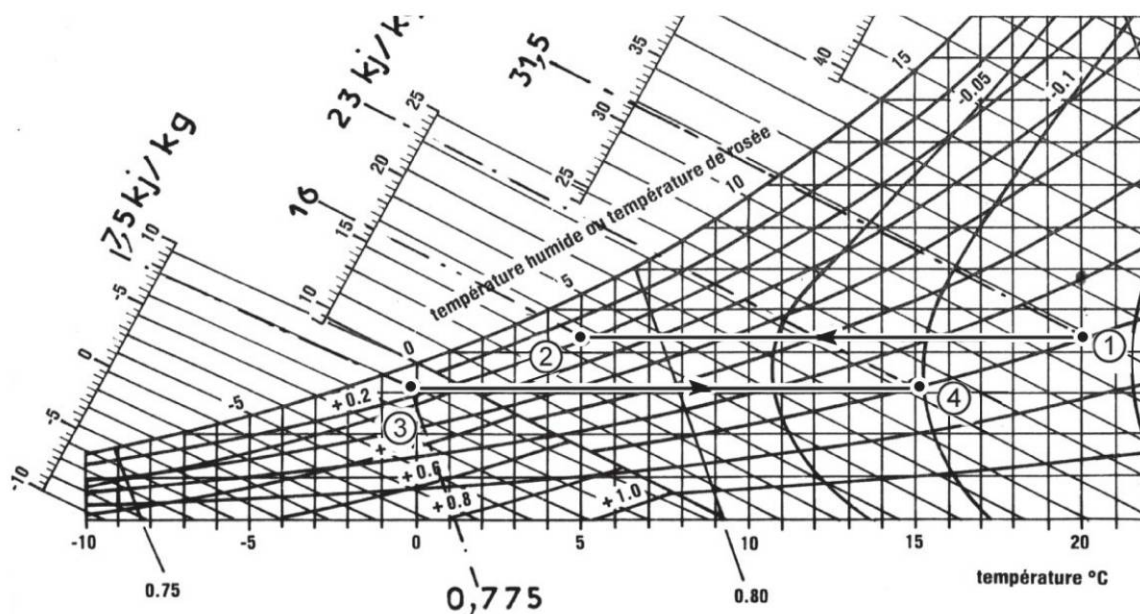


Figure 3.48 Évolution psychrométrique au niveau de l'échangeur
« 1 » : air de reprise ; « 2 » : air de rejet ; « 3 » : air neuf ; « 4 » : air préchauffé.

Tableau 3.15 Différentes grandeurs psychrométriques

	Grandeurs physiques					
	θ_s	θ_h	θ_r	H kJ/kg d'air	v m ³ /kg d'air	W g d'eau/kg d'air sec
Air « 1 » Air de reprise	20	11	2	31,5	0,84	4,2
Air « 2 » Air de rejet	5	4	2	16	0,79	4,2
Air « 3 » Air neuf	0	-1	-2	7,5	0,775	3
Air « 4 » Air neuf préchauffé	15	7	-2	23	0,82	3

Prenons l'hypothèse d'un débit volumique d'air neuf de **500 m³/h**.

Le volume massique de l'air neuf est **$v = 0,775 \text{ m}^3/\text{kg}$**

Débit massique $Q_m = Q_v/v = 500/0,775 = 645 \text{ kg/h} = 0,179 \text{ kg/s}$.

L'augmentation de l'enthalpie de l'air neuf au niveau de l'échangeur est :

$$\Delta H = 23 - 7,5 = 15,5 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de chauffage économisée est donc : **$Q_m \times \Delta H = 0,179 \times 15,5 = 2,8 \text{ kW}$** .

3.7.4 Exemples de normes se rapportant à la VMC

La VMC est actuellement pratiquement installée dans tous les environnements où s'exerce une activité humaine : les écoles, le tertiaire, les hôpitaux, les établissements de restauration, les établissements d'hébergement, les magasins de vente, etc.

Quels que soient les types de locaux, des réglementations françaises imposent des débits minimums de renouvellement d'air.

L'arrêté du 24 mars 1982, par son article 3, précise les débits minimums à assurer pièce par pièce quel que soit le type de ventilation et en fonction du nombre de pièces du logement.

Exemple : Cet arrêté précise les débits de logements équipés d'une VMC à simple flux, d'une VMC à double flux, d'une VMC hygroréglable, etc.

Il en va de même en ce qui concerne le tertiaire.

À chaque environnement, des normes imposent donc des débits minimums.

Tableau 3.16 Valeurs minimales imposées
aux établissements d'hébergement (hôtels)

Type de local			Débit m ³ /h		
			Par pers.	Par m ²	Par local
Hébergement	Entrée d'air	Hall d'accueil	25	2,5	
		Chambre de moins de 3 pers.			30
		Chambre d'au moins 3 pers.	25		
	Sortie d'air	Cabinet d'aisance			15
		Salle de bains			15
Salons	Entrée d'air	Salle à manger (petit-déjeuner)	30	7,5	
		Salon	25	7,1	
		Salle polyvalente	30	25	
	Sortie d'air	Cabinets d'aisance			30
Réunion	Indépendant	Salle de réunions	18	5,1	

3.7.5 Matériels et accessoires spécifiques d'une VMC se rapportant à un collège d'enseignement secondaire

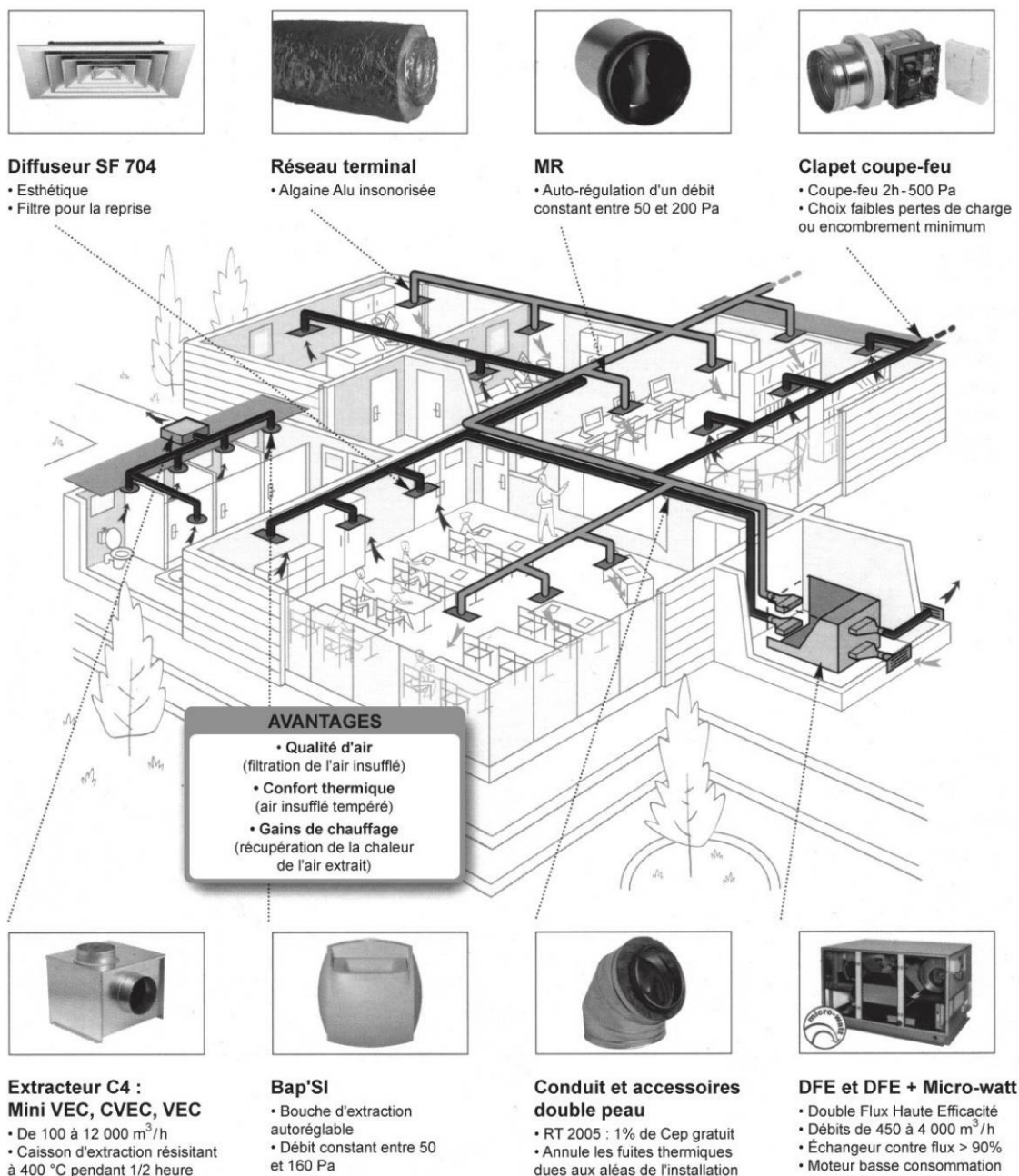


Figure 3.49 VMC avec tous ses éléments constitutifs (Doc. Aldès)

4

Hydraulique

4.1 Généralités

En climatisation, les circuits hydrauliques sont nombreux, citons quelques exemples :

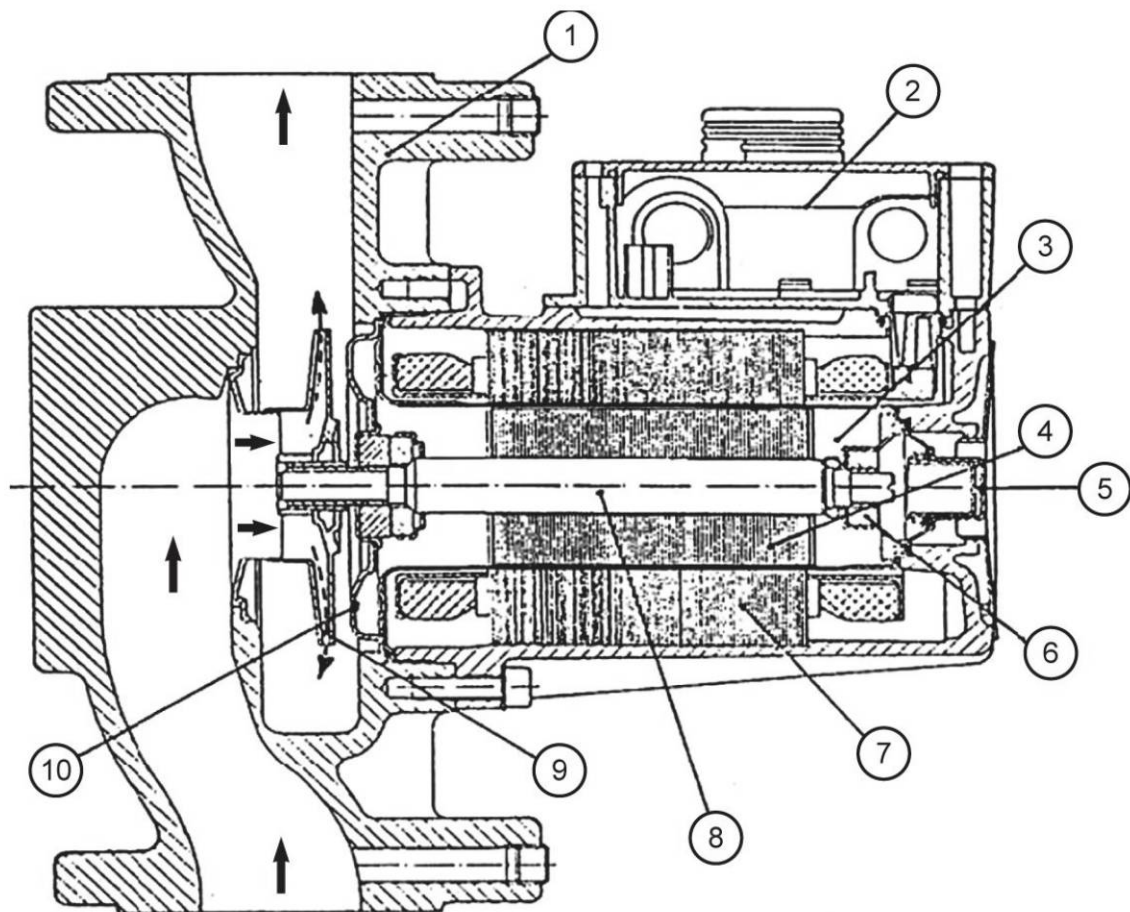
- ▶ **Circuit à eau glacée.** L'eau glacée est souvent utilisée comme fluide frigoporteur pour alimenter les batteries à eau glacée des centrales de traitement d'air, les batteries des ventilo-convecteurs, des éjecto-convecteurs, etc.
- ▶ **Circuit à eau chaude.** L'eau chaude est souvent utilisée comme fluide caloporteur pour alimenter les batteries chaudes des centrales de traitement d'air, des ventilo-convecteurs, des éjecto-convecteurs, etc.
- ▶ **Stockage d'énergie.** L'eau est quelquefois utilisée pour stocker le froid sous forme sensible ou latente lors des régimes de tarification EDF, « régime nuit » par exemple.
- ▶ **Récupération d'énergie.** Deux batteries air-eau disposées sur l'air de rejet et sur l'air neuf permettent le transfert d'énergie entre ces 2 airs.
- ▶ **Condensation par eau.** Citons les condenseurs à eau perdue, les condenseurs à eau recyclée associés à des aéroréfrigérants secs ou à des tours de refroidissement.

4.2 Les pompes

Les performances des pompes sont garanties à partir de courbes donnant la relation entre le débit et la pression. Cette pression est souvent exprimée en **HMT** (hauteur manométrique totale) en mètres de colonne d'eau (**mCE**).

Le graphe en haut à gauche de la figure 4.2 donne la relation entre la hauteur manométrique totale et le débit :

- Hauteur manométrique en mètres de colonne d'eau (**mCE**).
- Débit d'eau en **m³/h**.



- | | |
|----------------------|------------------------|
| 1 : Corps de pompe | 6 : Palier |
| 2 : Boîte à bornes | 7 : Stator |
| 3 : Chambre de rotor | 8 : Arbre |
| 4 : Rotor | 9 : Roue |
| 5 : Bouchon de purge | 10 : Support de palier |

Figure 4.1 Vue en coupe d'une pompe centrifuge

Le graphe du milieu donne la puissance absorbée aux différentes conditions de marche.

Le graphe du bas donne la perte de charge maximale admissible sur l'aspiration (circuit ouvert).

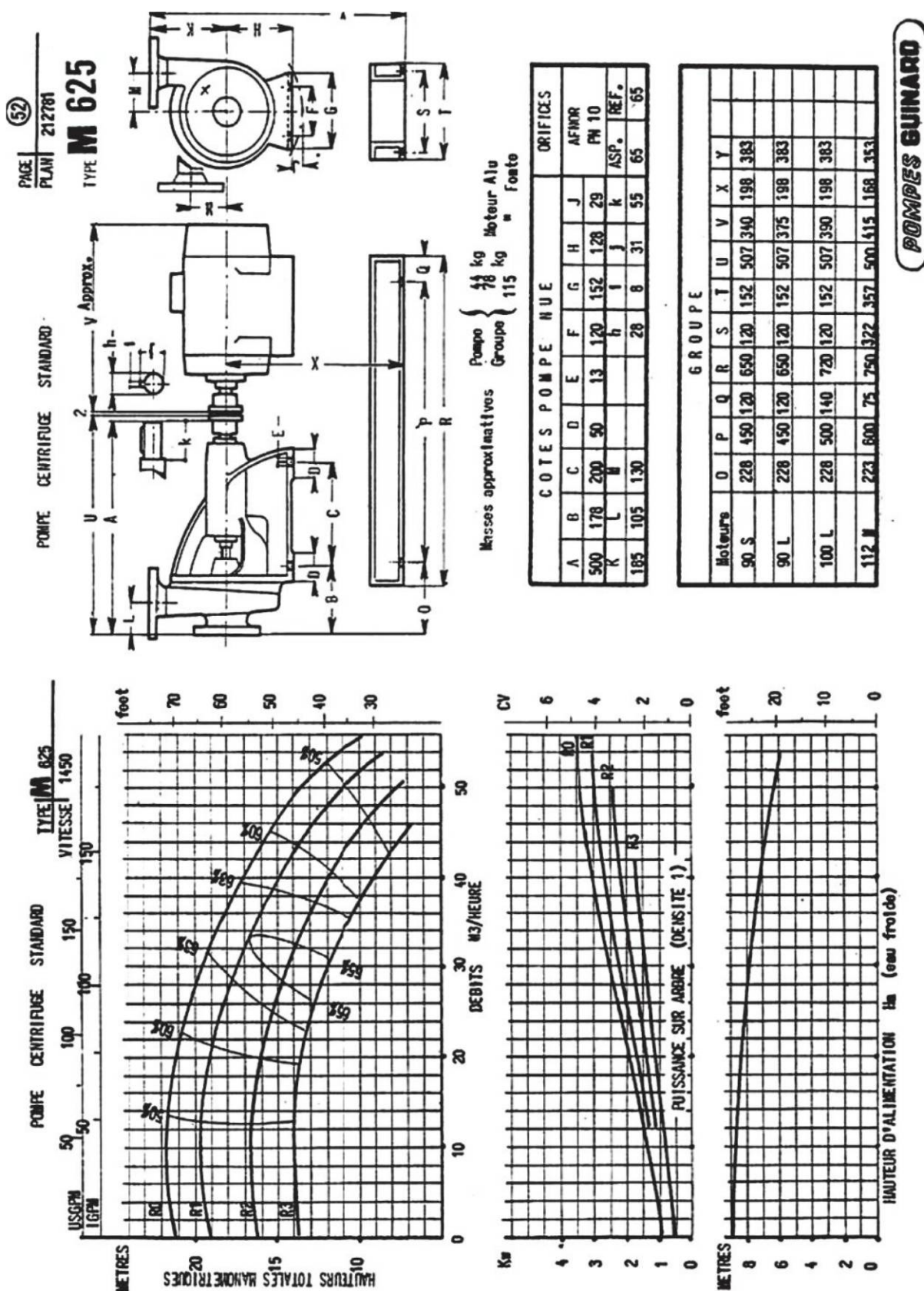


Figure 4.2 Exemple d'abaque de pompe (Doc. Guinard)

En fonction des qualités de pression recherchées, les aubes des roues sont de géométrie spécifique (figure 4.3).

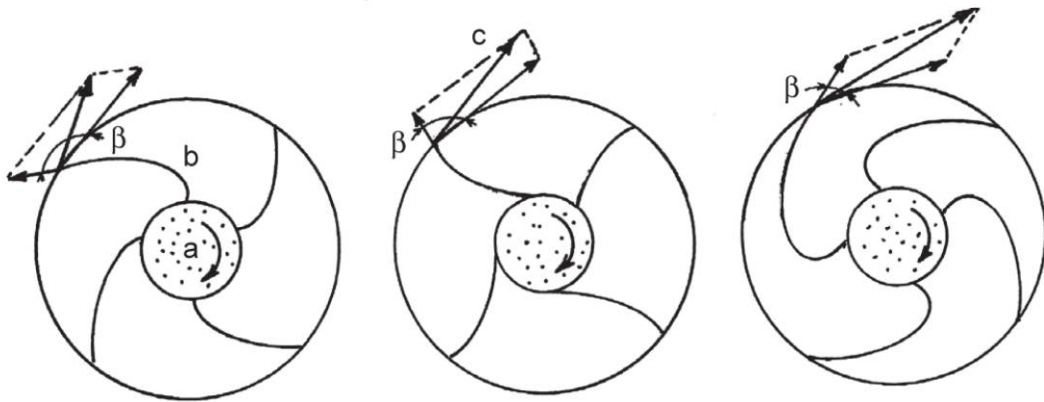


Figure 4.3 Différentes formes d'aubes possibles en pompes centrifuges
a : zone en dépression (aspiration) ; **b** : aubes ; **c** : diagramme des vitesses.

Chacune des roues permet des qualités de pression différentes. La figure 4.4 donne le comportement d'une pompe sur un circuit à pertes de charge variable.

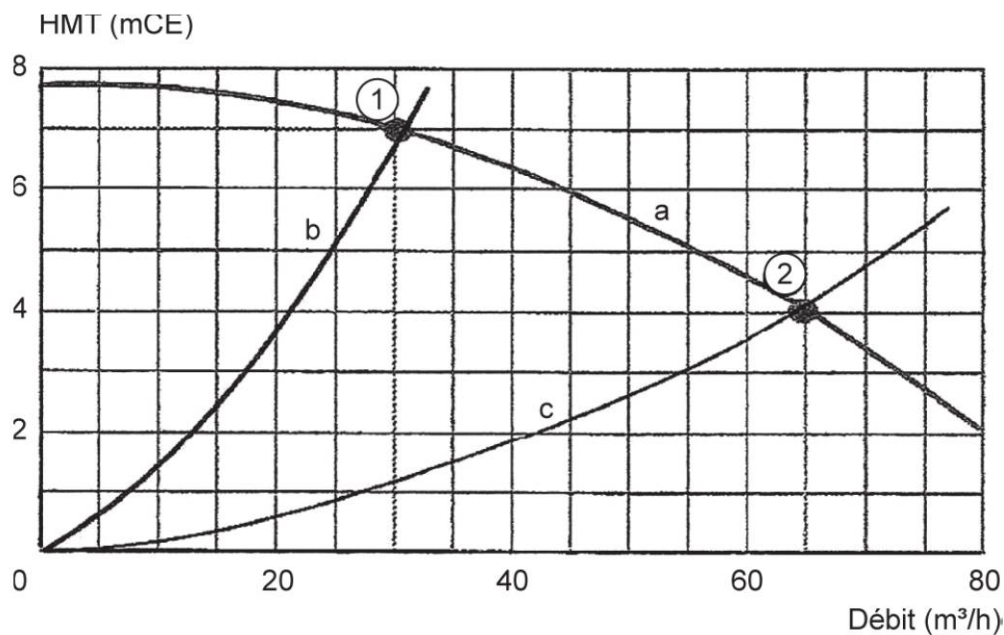


Figure 4.4 Évolution du point de fonctionnement d'une pompe centrifuge avec les pertes de charge

a : Courbe caractéristique de la pompe ; **b** : Courbe caractéristique du réseau hydraulique dont les pertes de charge sont élevées (filtre sur le circuit encrassé par exemple) ; **c** : Courbe du circuit hydraulique dont toutes les vannes seraient ouvertes en grand par exemple.

Le déplacement du point de fonctionnement de **1 à 2** a des conséquences sur le débit (majoré) et sur la puissance absorbée par le moteur d'entraînement (majorée).

4.2.1 Couplage en série de pompes identiques

Le montage en série est utilisé lorsqu'il convient de combattre de fortes pertes de charge (figure 4.5).

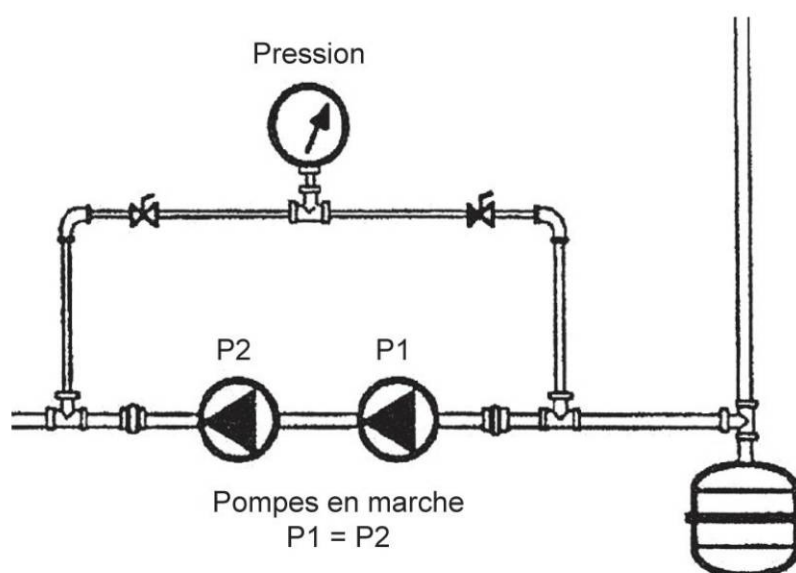


Figure 4.5 Montage hydraulique de pompes identiques en série

La courbe caractéristique résultante (figure 4.6) est la somme des hauteurs manométriques de chaque pompe. Le point de fonctionnement correspond à l'intersection de la courbe caractéristique résultante avec la courbe caractéristique des pertes de charge du circuit hydraulique.

Les pompes s'adaptent au réseau, le point de fonctionnement « C » correspond à un circuit résistant (CR1), le point de fonctionnement « D » correspond à un circuit peu résistant (CR2).

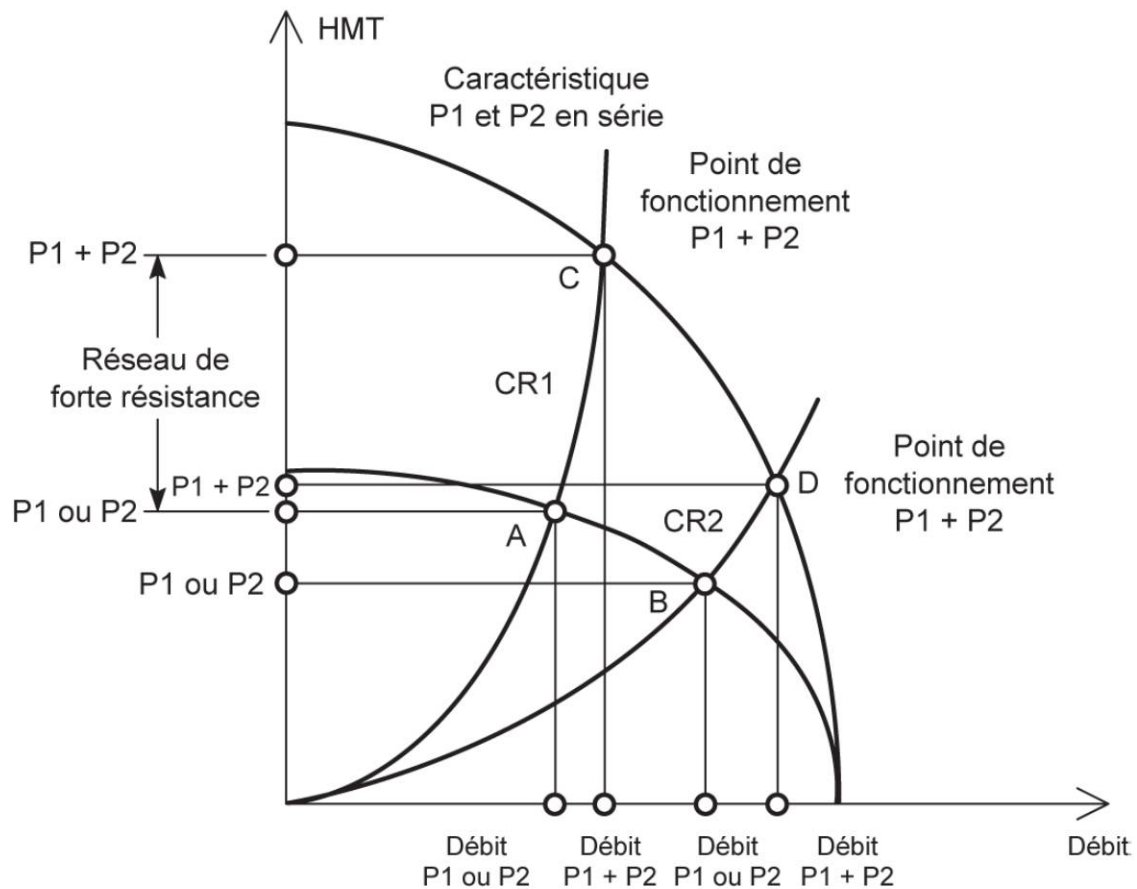


Figure 4.6 Courbes caractéristiques de pompes montées en série

4.2.2 Couplage en parallèle de pompes identiques

Le montage en parallèle est utilisé lorsqu'on a besoin de débits importants (figure 4.7).

La courbe caractéristique résultante (figure 4.8) est la somme des débits de chacune des pompes sous une pression donnée. Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique résultante avec la courbe caractéristique du réseau.

Les pompes s'adaptent au réseau, le point de fonctionnement « C » correspond à un circuit résistant (CR1), le point de fonctionnement « D » correspond à un circuit hydraulique peu résistant (CR2).



4.3 Les vannes

4.3.1 Les types de vannes

■ Vannes papillon

Ces vannes ne conviennent pas pour la régulation progressive. Elles sont destinées à fonctionner en tout ou rien (ouvertes ou fermées). La perte de charge en position ouverte est très faible, les fuites en position fermée sont relativement élevées.

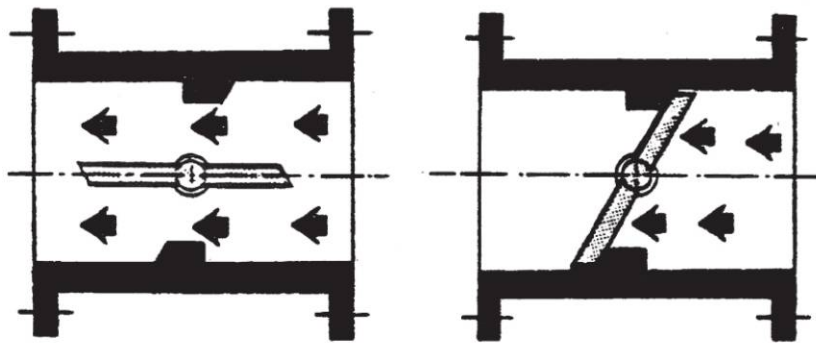


Figure 4.9 Principe de fonctionnement d'une vanne papillon



Figure 4.10 Vanne papillon avec son servomoteur

■ Vannes à siège

Cet organe de réglage à fermeture étanche convient particulièrement à la régulation progressive. Les vannes à siège existent sous différents modèles adaptés à chaque application.

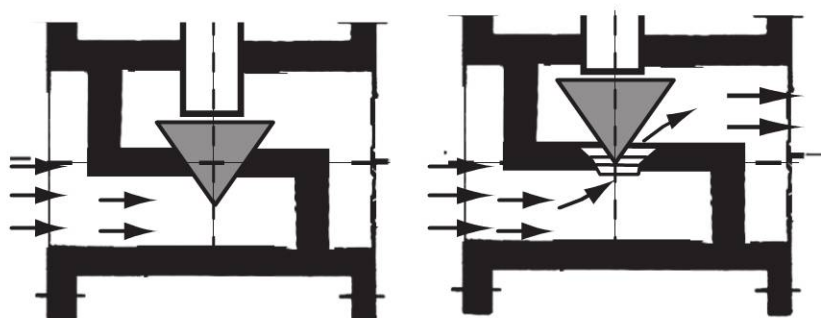


Figure 4.11 Principe de fonctionnement d'une vanne à siège

■ Vannes à secteur ou à boisseau

Ces vannes sont principalement utilisées pour le contrôle en mélange dans les installations de chauffage. Les pertes de pression sont faibles et les fuites maintenues dans des limites admissibles pour ce genre d'installation. Ces vannes peuvent être à 2, 3 ou 4 voies.

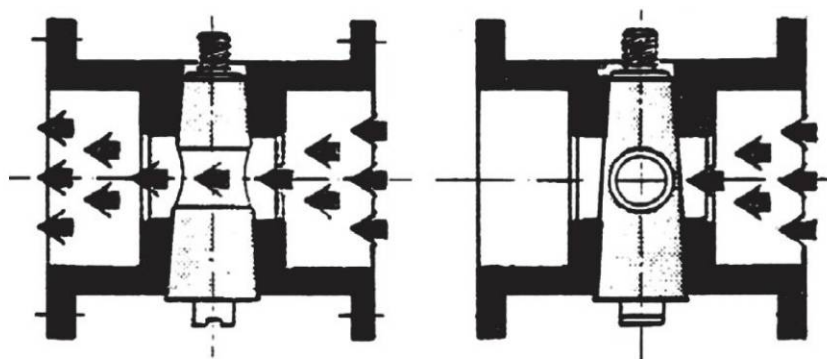


Figure 4.12 Principe de fonctionnement d'une vanne à boisseau

Il existe également des vannes à diaphragme, à piston, à disque, etc.

4.3.2 Caractéristiques des vannes

■ Autorité de vanne

Le développement qui suit concerne les vannes 3 voies.

Le comportement d'une installation équipée d'une régulation progressive est influencé par le dimensionnement de la vanne de réglage. La vanne est correctement dimensionnée lorsque la puissance maximale de l'installation n'est obtenue qu'au moment où elle est entièrement ouverte.

La relation de pression :

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_L + \Delta p_v}$$

détermine la stabilité de la régulation. Ce quotient s'appelle l'autorité de la vanne, Δp_v correspond à la perte de charge de la vanne, Δp_L à la perte de charge du circuit à débit variable.

Exemple : Considérons la figure ci-dessous, la perte de charge de la vanne est de **0,6 bar** (Δp_v), la perte de charge du circuit à débit variable est de **0,5 bar** (Δp_L). L'autorité de cette vanne est donc (nombre sans unité) :

$$a = \frac{0,6}{0,6 + 0,5} = 0,55$$

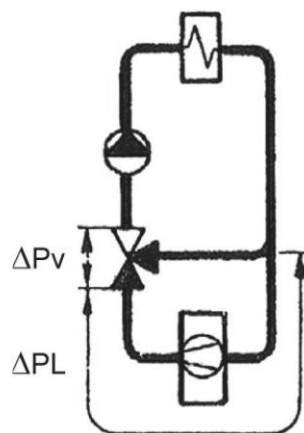


Figure 4.13 Schéma de principe d'un circuit hydraulique équipé d'une vanne 3 voies montée en mélange

Une vanne est bien sélectionnée lorsque sa perte de charge est proche de la perte de charge du circuit à débit variable correspondant. Dans la figure 4.13, on devrait avoir $\Delta p_v \approx \Delta p_L$.

■ Coefficient de vanne

L'autre caractéristique importante d'une vanne est son coefficient de vanne (**Kvs**). Le **Kvs** d'une vanne correspond à son débit en **m³/h** lorsque la différence de pression entre l'amont et l'aval de la vanne est de **1 bar** et ce, pour une vanne grande ouverte.

Donnons un exemple de calcul correspondant au **Kv**.

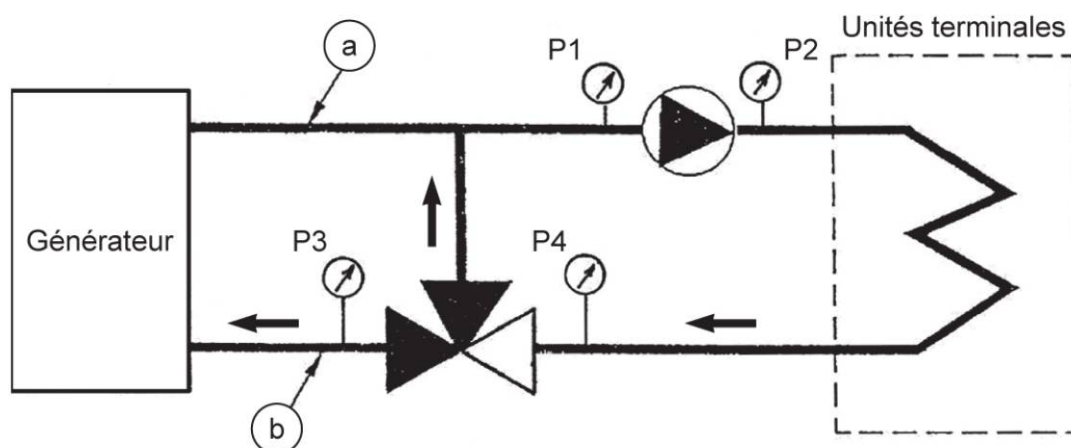


Figure 4.14 Circuit hydraulique avec relevé des pressions significatives

La vanne de la figure 4.14 a un **Kvs** de **20** (**20 m³/h** de débit pour une différence de pression (**P4 – P3**) de **1 bar**, la vanne étant grande ouverte).

Pratiquement, (**P4 – P3**) = **0,5 bar**. Le débit **Qv (m³/h)** dans cette vanne (grande ouverte) peut être calculé à l'aide de la formule suivante :

$$Q_v = K_{vs} \sqrt{\frac{\Delta P_v}{d}}$$

Δp_v est la perte de charge de la vanne (**en bar**), **d** est la densité du liquide traversant la vanne, dans cet exemple, il s'agit d'eau de densité égale à **1** :

$$Q_v = 20 \sqrt{0,5} = 14,14 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il est aussi possible de déterminer le débit à partir d'un abaque. Sur la figure 4.15, le Kvs de la vanne est de 20, la perte de charge entre l'amont et l'aval de la vanne est de 0,5 bar ; par construction, l'abaque donne un débit de 14,14 m^3/h , ce débit est analogue à celui calculé.

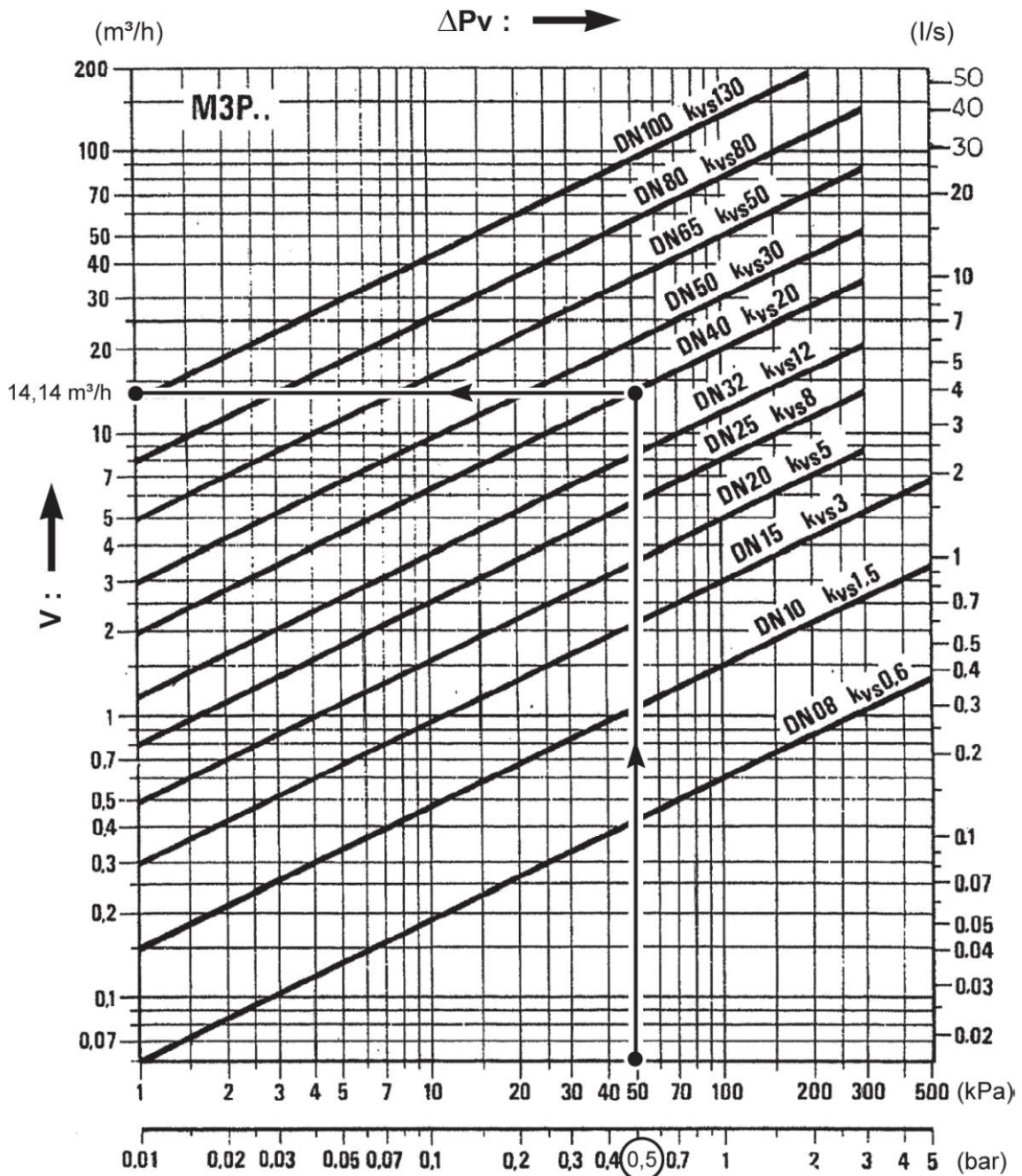


Figure 4.15 ABAQUE donnant le débit en fonction du Kvs et de la perte de charge de la vanne

■ Types de montages

□ Montage en décharge (ou en répartition)

Le montage de la figure 4.16 est dit à température constante et à débit variable. Il s'agit donc ici d'une régulation de débit. Dans cet exemple, la vanne est correctement sélectionnée si $\Delta p_v = \Delta p_L$.

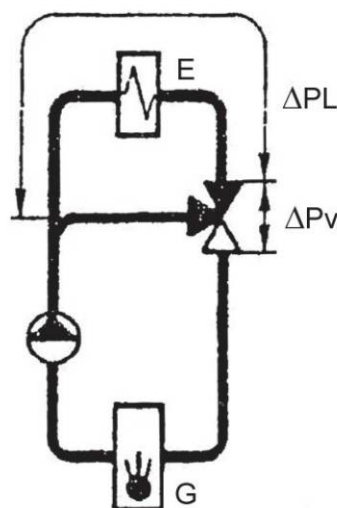


Figure 4.16 Schéma de principe d'un circuit hydraulique avec vanne 3 voies montée en décharge

Avantages :

- ▶ Une seule pompe peut alimenter beaucoup d'échangeurs.
- ▶ Le générateur est constamment correctement irrigué.

Inconvénients :

- ▶ Problèmes de dilatation.
- ▶ Pertes thermiques dans les tuyauteries.
- ▶ Rendement global de l'installation réduit.

□ Montage en mélange

Dans un montage en mélange (figure 4.17), le débit d'eau est constant dans les échangeurs, c'est la température de l'eau qui varie. La boucle à débit variable se trouve dans le circuit primaire. La vanne est correctement sélectionnée si $\Delta p_v = \Delta p_L$.

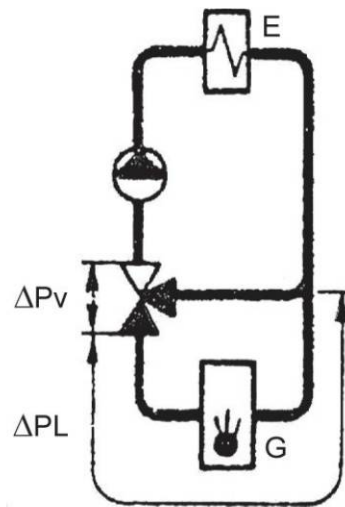


Figure 4.17 Schéma de principe d'un circuit hydraulique avec vanne 3 voies montée en mélange

Avantages :

- ▶ L'échangeur est à une température homogène.
- ▶ Les pertes dans les tuyauteries sont réduites.
- ▶ Peu de problèmes de dilatation.

Inconvénients :

- ▶ Chaque échangeur nécessite une pompe.
- ▶ L'irrigation du générateur est hétérogène.

Notons enfin qu'il existe un montage dit en injection. Ce montage plus coûteux à l'installation permet des coûts de fonctionnement réduits du fait de vannes à faibles pertes de charge. Ce montage en injection est peu utilisé en génie climatique.

4.4 Caractéristiques des circuits hydrauliques

4.4.1 Généralités sur les pertes de charge

Un circuit hydraulique est caractérisé principalement par son débit et par sa perte de charge. La figure 4.18 donne le schéma de principe d'un circuit hydraulique ouvert.

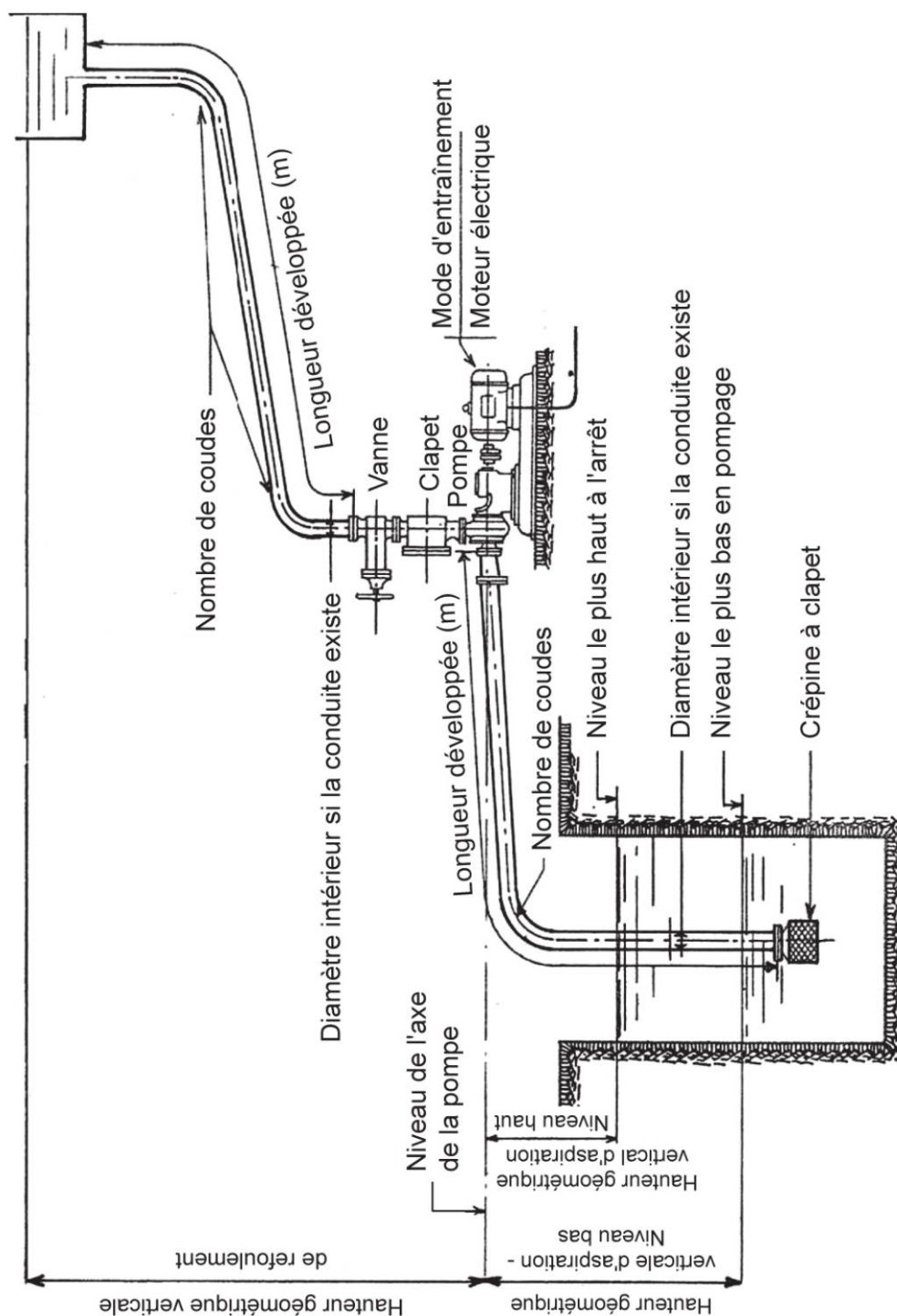


Figure 4.18 Schéma d'un circuit hydraulique ouvert avec tous les éléments à prendre en compte pour déterminer la hauteur manométrique totale

La pompe doit assurer une hauteur manométrique totale (**HMT**) qui doit permettre de vaincre :

- La hauteur de colonne de liquide souvent appelée hauteur géométrique.
- Les pertes de charge singulières.
- Les pertes de charges linéaires.

Pression d'une colonne de liquide :

Dans le cas de la figure 4.18, il s'agit d'eau, la hauteur de colonne de liquide s'exprime donc en mètres de colonne d'eau (1 mètre de colonne d'eau, ou 1 mCE = 0,1bar).

Pour un liquide de densité différente de 1, cette pression se calcule par la formule suivante :

$$p = \rho g h$$

ρ : masse volumique en kg/m^3 ; **g** : accélération de la pesanteur en m/s^2 ;
 h : hauteur en m.

Le poids volumique **ω** est égal à **$\rho \times g$** et s'exprime en **N/m^3** . Donc :

$$p = \rho g h = \omega h = \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times \text{m} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \text{pascals.}$$

1 mètre de colonne d'eau = **10 000 Pa**.

Calcul des pertes de charge singulières :

Les singularités (coudes, vannes, piquage etc.) peuvent être associées à une longueur de tuyauterie équivalente.

Les singularités peuvent aussi être associées à un coefficient de perte de charge **dzêta (ζ)**. En multipliant ce coefficient par la pression dynamique au droit de la singularité, on obtient la perte de charge correspondante.

Perte de charge singulière : **$\Delta p = \zeta \times P_d$ (en Pa).**

Calcul des pertes de charge linéaires :

Des tableaux spécifiques donnent les pertes de charge linéaires et ce pour différents matériaux. Il suffit alors de multiplier ce coefficient de perte de charge par la longueur de tuyauterie correspondante.

4.4.2 Caractéristiques spécifiques à l'hydraulique

Les tableaux 4.1 à 4.4 ainsi que les figures 4.19 et 4.20 donnent les caractéristiques spécifiques à l'hydraulique.

Tableau 4.1 Longueurs fictives équivalentes (en mètres) de différentes singularités

ACCESSOIRES ou ACCIDENTS			DIAMÈTRE EN POUCES							
			1	1 ¼	1 ½	2	2 ½	3	4	5
	Angle à 90°	Taraudé	1,80	2,30	2,60	3,00	3,30	3,90	4,60	
		À brides	0,56	0,74	0,84	1,10	1,30	1,50	2,10	2,60
	Angle à 90° et grand rayon	Taraudé	0,95	1,10	1,20	1,30	1,30	1,40	1,60	
		À brides	0,56	0,70	0,81	0,95	1,00	1,20	1,50	1,80
	Angle à 45°	Taraudé	0,46	0,60	0,74	0,95	1,10	1,40	1,80	
		À brides	0,28	0,39	0,46	0,60	0,70	0,91	1,20	1,60
	Té	Taraudé	1,10	1,60	2,00	2,70	3,30	4,20	6,00	
		À brides	0,35	0,45	0,53	0,63	0,67	0,77	0,93	1,20
	Té	Taraudé	2,30	3,10	3,50	4,20	4,60	6,00	7,40	
		À brides	1,20	1,50	1,80	2,30	2,60	3,30	4,20	5,30
	Boîte de retour 180°	Taraudé	1,80	2,30	2,60	3,00	3,30	3,90	4,60	
		À brides	0,56	0,74	0,84	1,10	1,30	1,50	2,10	2,60
	Robinet à soupape	Taraudé	10,00	13,00	15,00	19,00	22,00	28,00	35,00	
		À brides	16,00	19,00	21,00	25,00	27,00	33,00	42,00	53,00
	Vanne à passage direct	Taraudé	0,29	0,38	0,42	0,53	0,60	0,67	0,88	
		À brides				0,91	0,95	0,98	1,00	1,10
	Robinet d'équerre	Taraudé	6,00	6,30	6,30	6,30	6,30	6,30	6,30	
		À brides	6,00	6,30	6,30	7,40	7,70	9,80	13,30	19,00
	Clapet de retenue	Taraudé	3,90	4,60	5,30	6,70	7,70	9,40	15,30	
		À brides	2,50	3,50	4,20	6,00	7,40	9,40	13,30	18,00
	Manchon ou union	Taraudé	0,10	0,12	0,14	0,15	0,16	0,19	0,23	
	Orifice en cloche		0,06	0,09	0,10	0,15	0,19	0,23	0,33	0,45
	Orifice à arrête vive		0,63	0,90	1,10	1,50	1,80	2,40	3,30	4,60
	Tuyau rentrant		1,30	1,80	2,20	3,00	3,50	4,60	6,70	8,80

Tableau 4.2 Perte de charge exprimée en mm de hauteur de colonne d'eau par mètre de longueur dans les tuyaux neufs en acier

Débit en m ³ /h	Diamètre nominal en mm													
	1/2 pouce ou 15 dlt 1 5/21	3/4 pouce ou 21 dlt 21/27	1 pouce ou 27 dlt 26/34	1 1/4 pouce ou 35 dlt 33/42	1 1/2 pouce ou 41 dlt 40/49	2 pouces ou 52 dlt 50/60	60	70	80	100	125	150	175	200
0,2	15	3												
0,5	100	20	5	1										
0,7	200	40	10	2										
1	400	80	21	5	2									
1,5		170	50	10	5	1								
2		330	90	20	9	3								
3			210	45	22	6	3	1						
4			320	76	35	10	6	2	1					
5				130	60	18	9	4	2					
6				170	80	25	13	5	3					
7				250	120	35	17	7	3					
8				330	140	45	23	10	5	1				
9					190	57	28	12	6	2				
10					230	70	35	15	7	2				
12					330	100	50	22	10	3	1			
15						150	79	34	16	5	2			
20						260	140	60	28	8	3	1		
25						400	220	94	44	13	4	2		
30							315	135	63	19	6	2	1	
40								240	112	33	11	4	2	
50								375	175	52	17	7	3	1
60									250	76	24	10	4	2
70									340	102	33	13	5	3

Tableau 4.3 Caractéristiques dimensionnelles de différentes tuyauteries
Tubes gaz sans soudure (1)

Dénomination	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	2 1/43" (3)	5" (2)	6" (3)
D Diamètre extérieur* mm	10,20	13,50	17,20	21,30	26,90	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	101,6	114,3	70	139,7	165,1
d Diamètre intérieur* mm	6,2	8,75	12,50	16,00	21,60	27,20	35,90	41,80	53,00	66,80	79,8	92,5	105,3	62,70	130,7	156,1
e Épaisseur mm	2	2,35	2,35	2,65	3,65	3,25	3,25	3,25	3,65	3,65	4,05	4,05	4,50	3,65	4,50	4,50
m Masse par mètre* kg	0,407	0,650	0,852	1,22	1,58	2,44	3,14	3,61	5,10	6,51	8,47	9,72	12,10	5,97	15,00	17,76
s Section intérieure cm ²	0,30	0,60	1,22	2,01	3,66	5,81	10,12	13,72	22,06	35,04	50,01	67,20	88,73	30,87	134,16	193,83
V Volume au mètre dm ³	0,030	0,060	0,122	0,201	0,366	0,581	1,012	1,372	2,206	3,504	5,000	6,720	8,873	3,087	13,416	19,383
Diamètre nominal (2)	6	8	10	15	20	25	32	40	50	60	80	90	100	—	—	—
Ancienne dénomination	5-10	8-13	12-17	15-21	20-27	26-34	33-42	40-49	50-60	66-76	80-90	90-102	102-114	60-70	127-140	152-165

(1) Série moyenne. (2) Suivant norme (NFE 29-001). (3) Tubes « Hors norme ». * Approximatifs.

Tubes sans soudure finis à chaud (Tarif 10) (1)

Dénomination	33,7-2,3	38-2,6	42,4-2,6	44,5-2,6	48,3-2,6	54-2,6	57-2,9	60,3-2,9	70-2,9	76,1-2,9	88,9-3,2	101,6-3,6	108-3,6	114,3-3,6	139-7,4	168,3-4,5
D Diamètre extérieur* mm	33,7	38	42,4	44,5	48,3	54	57	60,3	70	76,1	88,9	101,6	108	114,3	139,7	168,3
d Diamètre intérieur* mm	29,1	32,8	37,2	39,3	43,1	48,8	51,2	54,5	64,2	72,3	82,5	94,4	100,8	107,1	131,7	159,3
e Épaisseur mm	2,3	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,9	2,9	2,9	2,9	3,2	3,6	3,6	3,6	4	4,5
m Masse par mètre* kg	1,78	2,27	2,55	2,69	2,93	3,30	3,87	4,11	4,80	5,24	6,76	8,70	9,27	9,83	13,39	18,20
s Section intérieure cm ²	6,650	8,449	10,868	12,130	14,590	18,781	20,589	23,328	32,37	41,05	53,45	69,99	79,04	90,08	136,22	199,25
V Volume au mètre dm ³	0,665	0,845	1,086	1,213	1,460	1,878	2,058	2,332	3,237	4,105	5,345	6,999	7,904	9,008	13,622	19,925

(1) Ce tableau n'est qu'un extrait de la norme NFA 48-005 ; se reporter à cette norme pour les dimensions complémentaires.

* Approximatifs

Tubes d'acier soudés électriquement, qualité 102 (1)

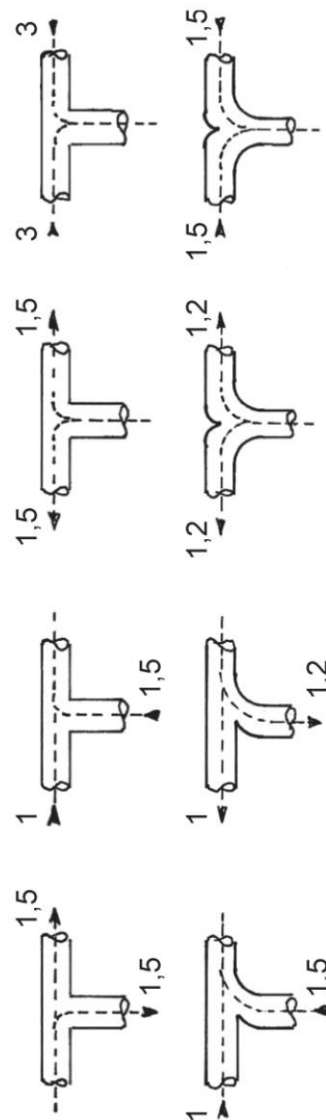
Dénomination	10-1	13-1	16-1,50	18-1,50	20-1,50	22-1,50	25-2	28-2	30-2	32-2	35-2	38-1,50	40-2	45-2	50-2	60-2	70-3
D Diamètre extérieur*	10	13	16	18	20	22	25	28	30	32	35	38	40	45	50	60	70
d Diamètre intérieur*	8	11	13	15	17	19	21	24	26	28	31	35	36	41	46	56	64
e Épaisseur	1	1	1,50	1,50	1,50	1,50	2	2	2	2	2	1,50	2	2	2	2	3
m Masse par mètre*	0,220	0,300	0,540	0,610	0,680	0,760	1,130	1,280	1,380	1,480	1,630	1,350	1,870	2,120	2,370	2,860	4,960
s Section intérieure	0,502	0,950	1,327	1,767	2,269	2,835	3,463	4,523	5,309	6,157	7,547	9,621	10,178	13,202	16,619	24,630	32,169
V Volume au mètre	0,050	0,095	0,12	0,176	0,226	0,283	0,346	0,452	0,531	0,615	0,754	0,962	1,017	1,320	1,661	2,463	3,217

(1) Ce tableau n'est qu'un extrait de la norme NFA 48-102 ; se reporter à cette norme pour les dimensions complémentaires.

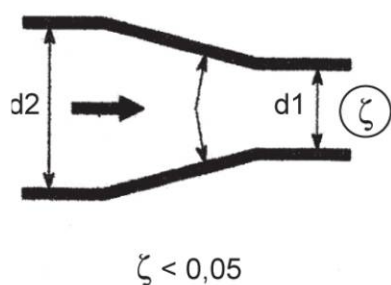
* Approximatifs

Tableau 4.4 Valeurs des coefficients ζ de quelques singularités : coudes, vannes, robinets, téés d'équerre et téés cintrés

	Tube acier										Diamètre intérieur en mm				
	8	11	13	15	16	21	26	36	41	56	≥ 60				
Coudes arrondis	90°	1,5	1,5	1,5	1	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,3	0,2
	45°	1	1	1	0,7	0,7	0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
Vanne papillon	ouverte	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Robinet à siège		16	16	15	14	12	10	8	6	4	3				
Passage droit															
Passage équerre (ouvert)		10	10	9	8	7	6	5	4	3	2				



Rétrécissement progressif (Réduction à souder)



Élargissement progressif (Réduction à souder)

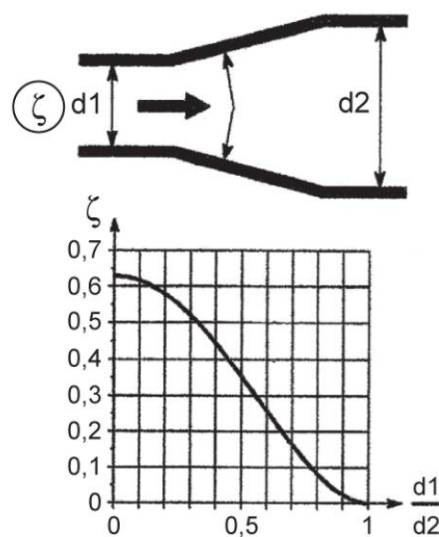
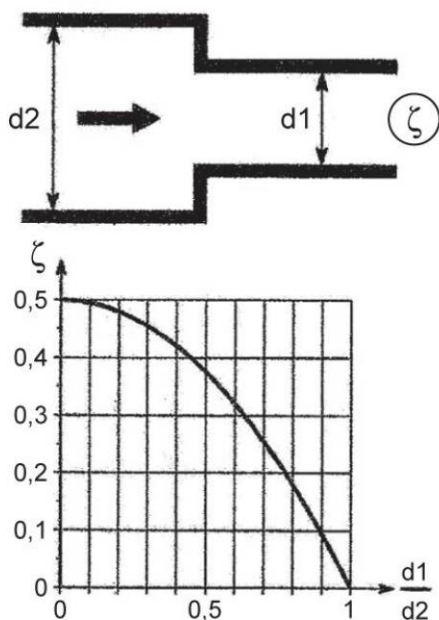


Figure 4.19 Valeurs du coefficient ζ de rétrécissement et d'élargissement progressifs

Rétrécissement brusque (Réduction vissée)



Élargissement brusque (Réduction vissée)

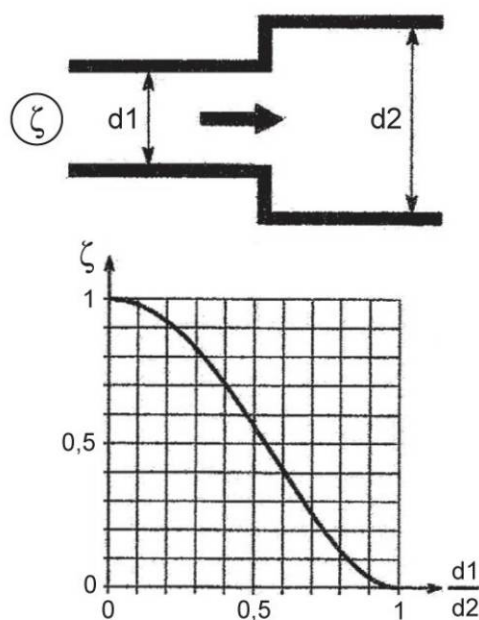


Figure 4.20 Valeurs du coefficient ζ de rétrécissement et d'élargissement brusques

Remarque

ζ s'applique ici au plus petit diamètre ou à la plus grande vitesse.

4.4.3 Alimentation d'un circuit hydraulique

L'alimentation en eau d'un circuit hydraulique est réalisée à partir d'une panoplie d'organes d'isolement, de sécurité, etc.

La figure 4.21 représente l'alimentation d'une boucle à eau glacée à partir d'une bache (rep. 13) à la pression atmosphérique.

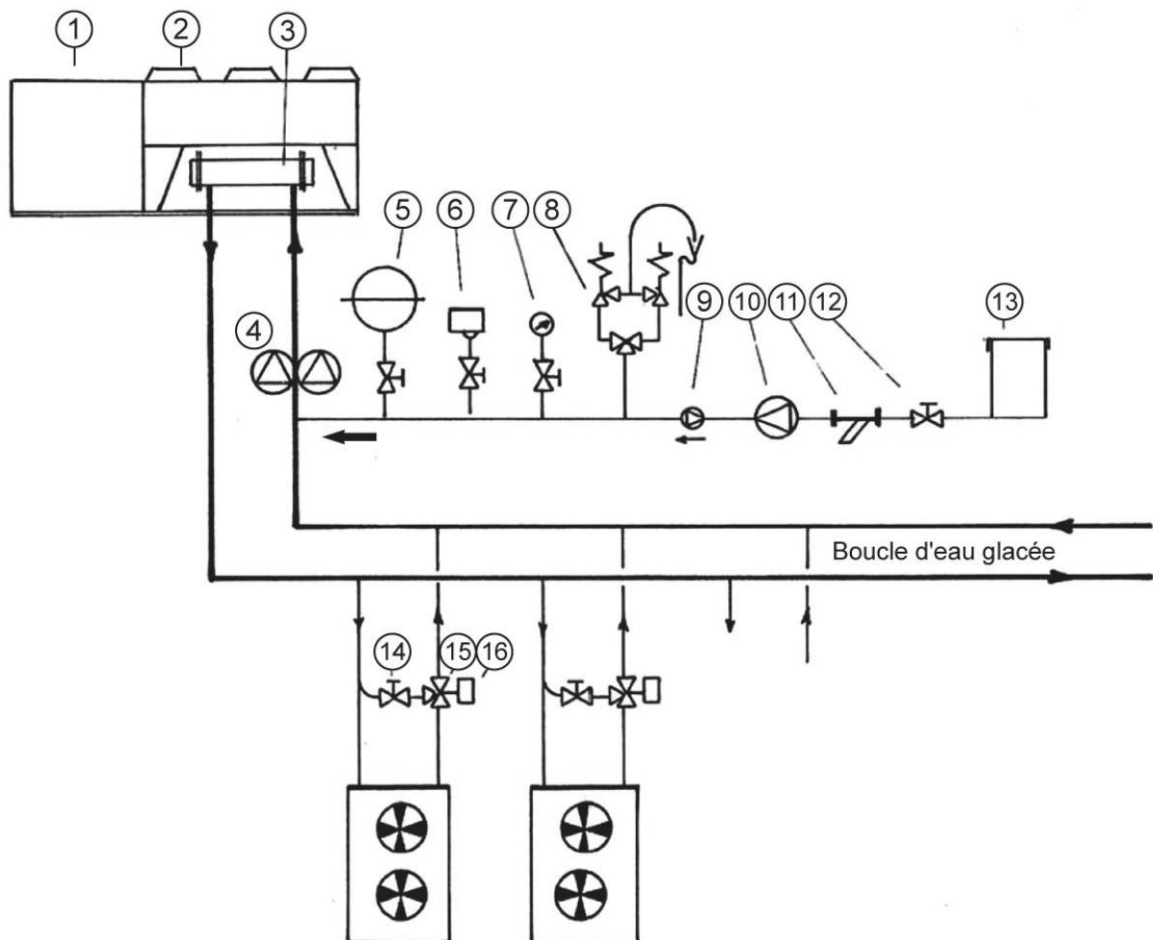


Figure 4.21 Éléments de contrôle et de sécurité sur l'alimentation d'un circuit à eau glacée

1 : groupe frigorifique à eau glacée ; **2** : condenseur à air ; **3** : évaporateur à eau glacée ; **4** : pompes ; **5** : vase d'expansion ; **6** : pressostat ; **7** : manomètre ; **8** : soupape de sécurité ; **9** : clapet anti-retour ; **10** : pompe de charge ; **11** : filtre ; **12** : vanne de sectionnement ; **13** : bac de dosage et de mélange ; **14** : vanne de bipasse ; **15** : vanne 3 voies ; **16** : servomoteur.

Il est fréquent que les boucles d'eau soient raccordées directement au réseau « eau de ville ». Dans cette hypothèse, le clapet anti-retour de la figure 4.21 serait remplacé par un disconnecteur.

4.4.4 Les vases d'expansion

Leur rôle est d'éviter les surpressions dans les circuits hydrauliques dues à la dilatation de l'eau lors de l'augmentation de la température.

Tableau 4.5 Coefficient de dilatation de l'eau

Temp. Moyenne (°C)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Coefficient de dilata- tion	0,004	0,0018	0,0044	0,0079	0,0121	0,0171	0,0228	0,0296	0,0359	0,0435	0,0515	0,0603

Calcul d'une augmentation de volume pour une installation contenant 1 000 litres d'eau.

Température maximale de service 100 °C. L'augmentation de volume est donc la suivante : $0,0435 \times 1\,000 = 43,5 \text{ dm}^3$.

Les caractéristiques d'un vase d'expansion sont :

- ▶ capacité en litres,
- ▶ pression d'épreuve,
- ▶ pression de service standard,
- ▶ température d'utilisation.

■ Emplacement du vase d'expansion

Un circuit hydraulique fermé comporte 2 zones de pression :

- ▶ une zone en surpression,
- ▶ une zone en dépression.

Entre ces 2 zones, se trouve le point neutre. Le vase d'expansion devrait idéalement être placé au point neutre (figure 4.22).

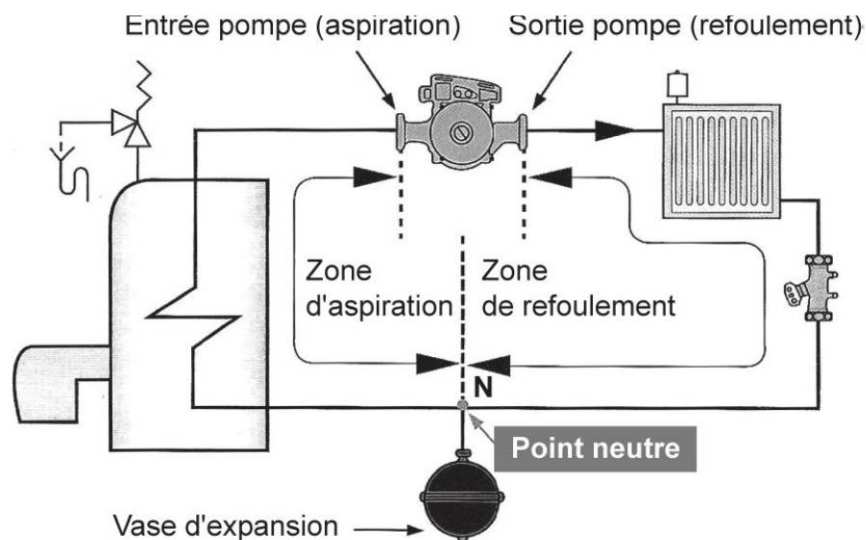


Figure 4.22 Schéma de principe d'un circuit hydraulique avec emplacement idéal du vase d'expansion

■ Volume du vase d'expansion

Les termes ou expressions spécifiques sont :

- ▶ Capacité brute du vase qui correspond au volume total du vase d'expansion.
- ▶ Capacité utile du vase qui correspond à la quantité maximale d'eau pouvant être recueillie au-dessus de la membrane.
- ▶ Hauteur statique qui correspond à la hauteur de l'installation entre le raccordement du vase d'expansion et le point le plus haut de l'installation (exprimée en mCE).
- ▶ Pression de gonflage à l'azote sans introduction d'eau et à la température ambiante normale. Cette pression doit correspondre à la hauteur statique expliquée ci-dessus.
- ▶ Pression finale qui correspond à la pression maximale admissible régnant dans l'installation à la hauteur du vase d'expansion. Cette pression correspond à la pression de tarage de la soupape de sûreté montée au niveau du vase.
- ▶ Rendement en volume du vase (effet utile). Les pressions sont ici exprimées en bar absolus :

$$\text{Effet utile} = \frac{\text{Pression finale} + \text{Pression initiale}}{\text{Pression finale}}$$

- Augmentation du volume de l'eau (voir tableau 4.5).

Exemple :

Capacité en eau = 1 000 litres.

Température moyenne de chauffe = 80 °C.

Hauteur statique 25 m.

Pression finale = 5 bar.

Vase d'expansion et chaudière placés en bas de l'installation.

Calcul :

Augmentation du volume (volume d'expansion) : $0,0296 \times 1\,000 = 29,6 \text{ dm}^3$.

Effet utile :

$$\eta = \frac{(5+1) - (2,5+1)}{5+1} = 0,42$$

Capacité brute nécessaire du vase d'expansion = $29,6/0,42 = 70,5 \text{ dm}^3$.

■ Remarques pratiques

- Il est préférable de raccorder le vase d'expansion sur l'amont plutôt que sur l'aval d'une pompe.
- Une température faible au droit du raccordement du vase d'expansion est favorable sur le plan de la longévité.
- Un vase d'expansion sous-dimensionné a pour effet, lors de l'augmentation de la température, de provoquer des pressions élevées. Il en découle des purges des soupapes de sûreté.
- Un vase d'expansion sous-gonflé ne remplit son rôle d'expansion qu'au début de la remontée en température, ensuite la pression n'est plus contrôlée et les soupapes de sûreté vont réagir.
- Il est nécessaire de respecter le sens de montage (vertical).

4.5 Étude de circuits hydrauliques

4.5.1 Calcul d'un circuit hydraulique fermé

Calculons un circuit hydraulique fermé permettant le refroidissement de l'eau de condensation d'une installation de traitement de l'air (figure 4.23).

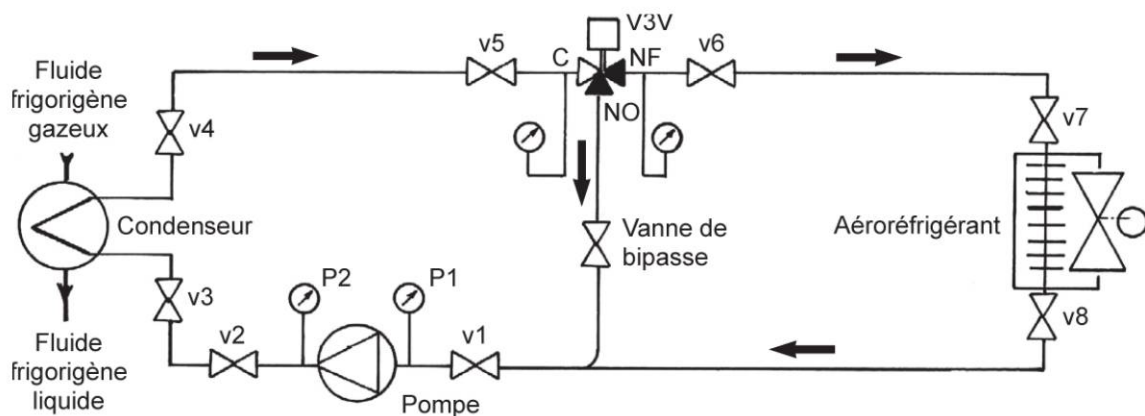


Figure 4.23 Schéma de principe d'un circuit hydraulique fermé

Données :

- ▶ La puissance échangée au condenseur est de **120 kW**.
- ▶ L'écart de température au condenseur est de **5 °C**.
- ▶ La température de l'eau à l'entrée de l'aéroréfrigérant est de **45 °C**.
- ▶ Les tuyauteries en acier ont un diamètre intérieur de **70 mm**.
- ▶ La perte de charge du condenseur est de **3 mCE**.
- ▶ La perte de charge de l'aéroréfrigérant est de **4 mCE**.
- ▶ Le coefficient de perte de charge des coudes est $\xi = 0,3$. Considérer **10** coudes sur le circuit à débit constant et **6** coudes sur le circuit à débit variable.
- ▶ Le coefficient de perte de charge des vannes 2 voies est $\xi = 0,24$.
- ▶ La vanne 3 voies sélectionnée ici a une autorité de **0,4** (il n'est pas recherché ici une très grande précision).
- ▶ La perte de charge au mètre linéaire est de **60 mm** de colonne d'eau.

Longueur du circuit à débit constant = **16 m**.

Longueur du circuit à débit variable = **38 m**.

On demande :

- ▶ 1. Le débit d'eau massique et volumique.
- ▶ 2. La perte de charge du circuit à débit variable, en déduire la perte de charge de la vanne 3 voies.
- ▶ 3. La perte de charge totale du circuit hydraulique complet, en déduire la HMT que doit permettre la pompe.
- ▶ 4. Si on utilise une pompe de marque Guinard, quelle est la roue qui doit être associée au corps de la pompe ? Situer le point de fonctionnement sur l'abaque.
- ▶ 5. Calculer le KV de la vanne 3 voies.
- ▶ 6. Le rôle de la vanne de bipasse, quel est la valeur de son réglage ?
- ▶ 7. La puissance théorique nécessaire à l'entraînement de la pompe.
- ▶ 8. Le rendement de cette pompe.
- ▶ 9. Le type de montage de la vanne 3 voies utilisée ici.
- ▶ 10. Le raccordement de la vanne fait ici est-il le plus judicieux ? Expliquer.

Le corps de pompe « **M 515** » peut recevoir 4 types de roues (**R0, R1, R2 et R3**). Cette pompe permet une hauteur manométrique totale maximale de **30 mCE** soit **3 bar**. Le débit maximal est de **30 m³/h** pour une hauteur manométrique faible (figure 4.24).

Les courbes repérées « **C1** » donnent la relation entre la hauteur manométrique et le débit pour les différentes roues.

Les courbes repérées « **C2** » donnent la puissance sur l'arbre aux différentes conditions de fonctionnement pour les 4 types de roues.

Les courbes du bas (**C3**) donnent la hauteur manométrique maximale d'aspiration (pour un circuit ouvert).

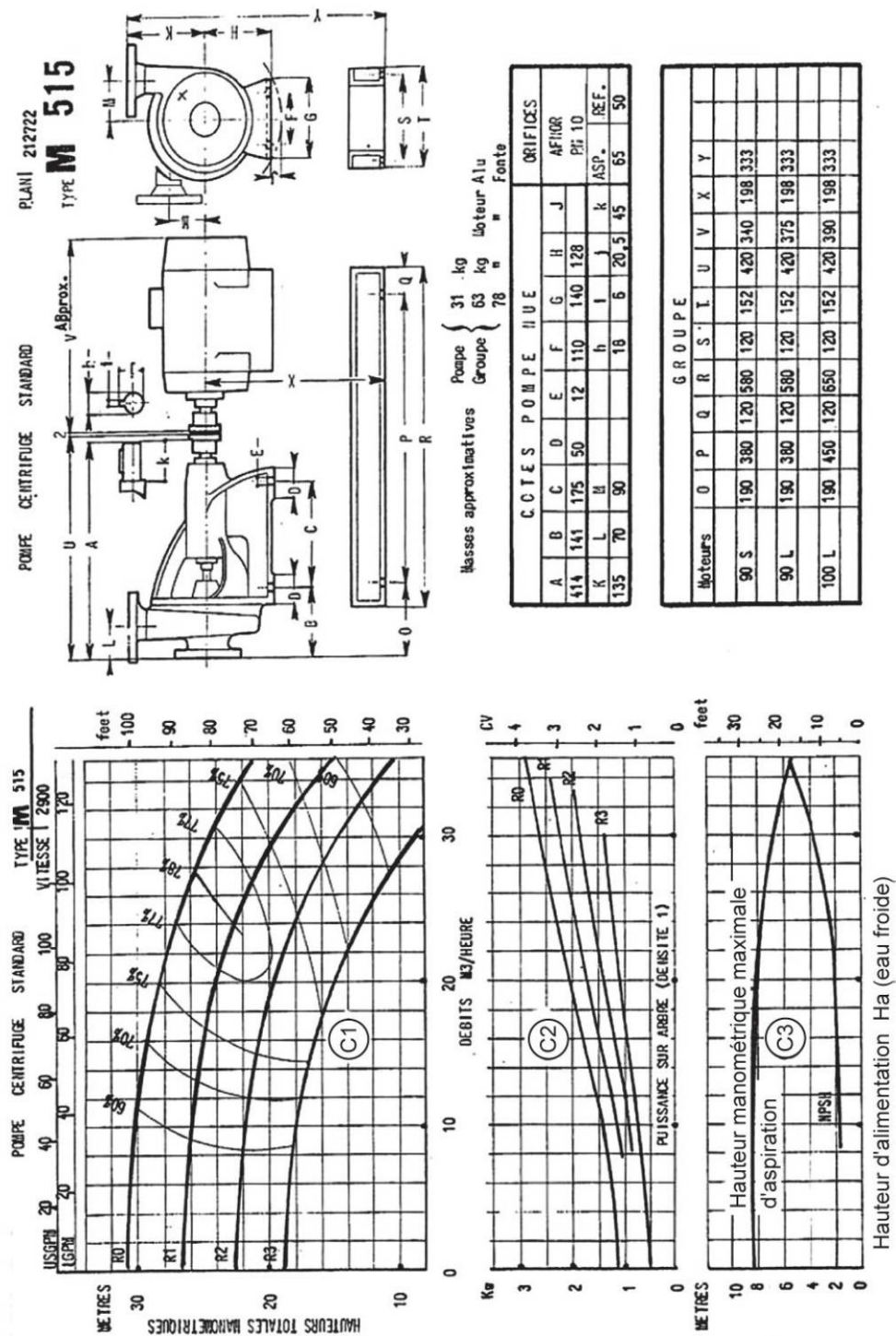


Figure 4.24 Abaque de sélection d'une pompe (Marque Guinard type M 515)

Remarque

La hauteur manométrique d'aspiration maximale est de **10,33 m** sous réserve d'une pression atmosphérique normale.

■ Solutions**1 – Débit massique et volumique.**

$$P = Q_m \times C \times \Delta\Theta$$

$$Q_m = \frac{P}{C \times \Delta\Theta} = \frac{120}{4,18 \times 5} = 5,74 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20\,670 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 20,67 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

2 – Perte de charge du circuit à débit variable.

Diamètre intérieur de la tuyauterie = 70 mm.

Section de cette tuyauterie : $3,14 \times 0,035^2 = \mathbf{0,00385 \text{ m}^2}$.

$$\text{Vitesse} = \frac{\text{Débit volumique en } \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\text{Section}} = \frac{\frac{20,67}{3\,600}}{0,00385} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Pression dynamique $P_d = \frac{1}{2} \rho V^2 = 0,5 \times 1\,000 \times 1,5^2 = 1\,125 \text{ Pa} = 112,5 \text{ daPa} = \mathbf{112,5 \text{ mmCE}}$.

Pertes de charge linéaires :

$$38 \times 60 = \mathbf{2\,280 \text{ mmCE}}$$

Pertes de charges dues aux vannes 2 voies :

$$\Delta p_v = \xi P_d \times \text{nombre de vannes} = 0,24 \times 112,5 \times 3 = \mathbf{81 \text{ mmCE}}$$

Pertes de charge dues aux coudes :

$$\Delta p_v = \xi P_d \times \text{nombre de coudes} = 0,3 \times 112,5 \times 6 = \mathbf{202,5 \text{ mmCE}}$$

Perte de charge de l'aéoréfrigérant = 4 mCE = 4 000 mmCE.

Perte de charge totale du circuit à débit variable :

$$\Delta p = 2\,280 + 81 + 202,5 + 4\,000 = \mathbf{6\,563 \text{ mmCE} = 6,56 \text{ mCE} = 0,65 \text{ bar}}$$

En déduire la perte de charge de la vanne 3 voies.

Par hypothèse, dans le cas de cette étude, l'attribution de la vanne 3 voies est **a = 0,4**.

$$\text{Autorité} = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p \text{ du circuit à débit variable}}$$

$$\Delta p_v = 0,4(\Delta p_v + 6,56).$$

$$\Delta p_v = 4,4 \text{ mCE.}$$

3 – Pertes de charge totales du circuit hydraulique complet.

Pertes de charges linéaires :

$$\Delta p_l = (16 + 38) \times 60 = 3\,240 \text{ mmCE.}$$

Pertes de charge dues aux vannes 2 voies :

$$\Delta p_v = \xi P_d \times \text{nombre de vannes 2 voies} = 0,24 \times 112,5 \times 3 = 216 \text{ mmCE.}$$

Pertes de charges dues aux coudes :

$$\Delta p_v = \xi P_d \times \text{nombre de coudes} = 0,3 \times 112,5 \times 16 = 540 \text{ mmCE.}$$

Pertes de charge du condenseur = 3 000 mmCE.

Pertes de charge de la vanne 3 voies = 4 400 mmCE.

Pertes de charge de l'aéroréfrigérant = 4 000 mmCE.

$$\text{Pertes de charge totales} = 3\,240 + 216 + 540 + 3\,000 + 4\,400 + 4\,000 = 15\,396 \text{ mmCE} = 15,4 \text{ mCE} = 1,54 \text{ bar.}$$

La hauteur manométrique totale de la pompe est donc de **15,4 mCE**.

4 – Situer le point de fonctionnement sur l'abaque de la pompe et déterminer le type de roue.

C'est la roue **R3** qu'il convient d'associer au corps de la pompe de référence **M 515**.

La hauteur manométrique nécessaire et le débit étant calculés, il suffit de porter ces 2 valeurs sur le courbier (figure 4.25) et on obtient les éléments suivants :

- ▶ Roue à associer au corps de pompe : roue « **R3** ».
- ▶ Puissance nécessaire sur l'arbre : **1 100 W**.
- ▶ Rendement de la pompe **74 %** (par interpolation).

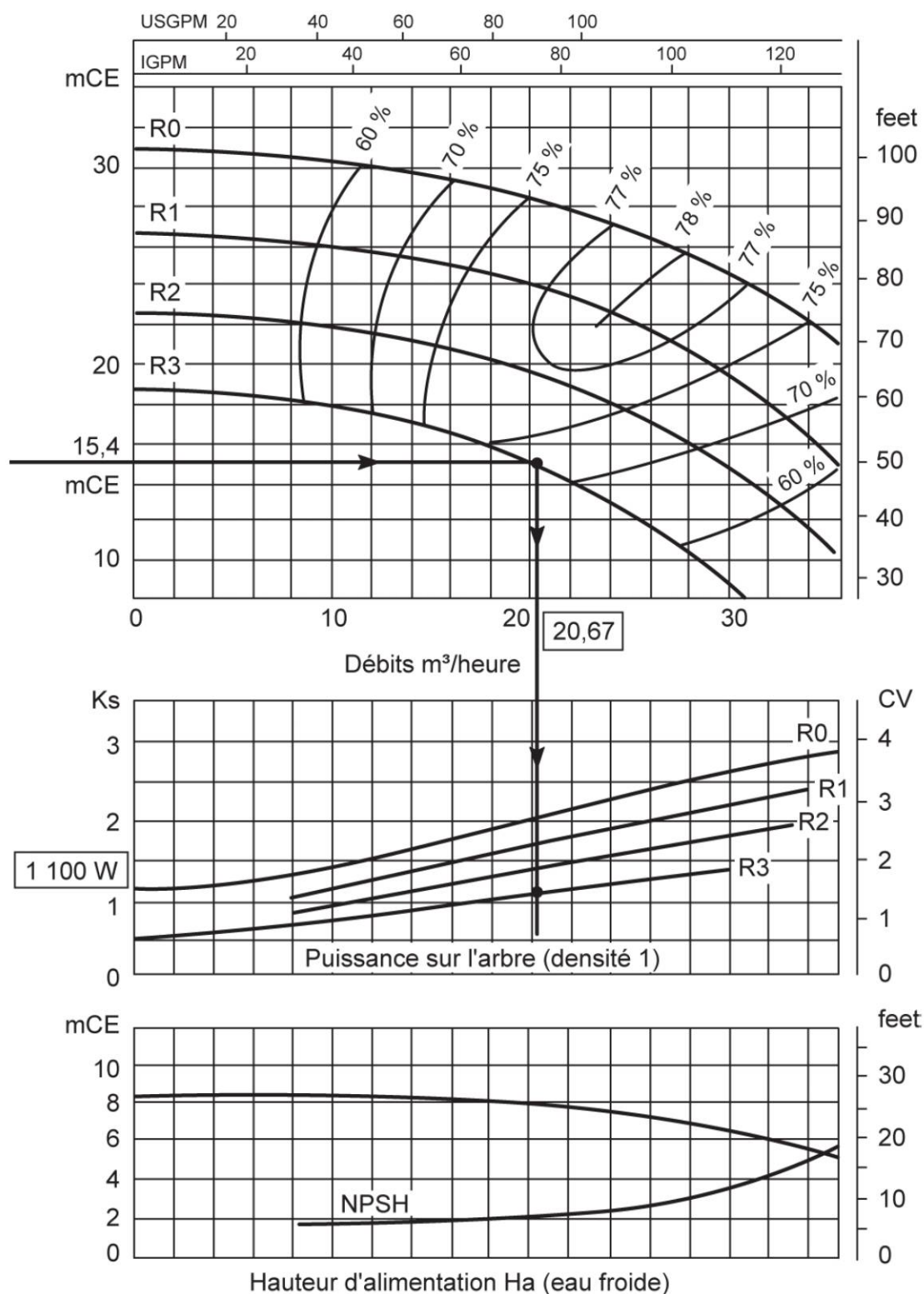


Figure 4.25 Sélection d'une pompe en fonction d'une HMT et d'un débit

5 – Calculer le Kvs de la vanne 3 voies.

$$Q_v = K_{vs} \sqrt{\Delta p}$$

Q_v : Débit en m³/h ; **K_{vs}** : Débit traversant la vanne en m³/h pour une différence de pression de 1 bar.

$$K_{vs} = \frac{Q_v}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{20,67}{\sqrt{0,44}} = \frac{20,67}{0,663} = 31,2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

pour 1 bar de différence de pression.

6 – Rôle de la vanne de bypass.

Le rôle de la vanne de bypass est de garantir un point de fonctionnement stable de la pompe. Sa perte de charge doit donc être égale à la perte de charge du circuit à débit variable, elle doit être en l'occurrence ici égale à **6,56 mCE**.

7 – Puissance théorique du moteur d'entraînement de la pompe.

Puissance théorique **P_{th}** = **Q_v** × **HMT**.

Q_v en m³/s ; **HMT** : hauteur manométrique totale en pascals.

$$P_{th} = \frac{20,67}{3\,600} \times 154\,000 = 884 \text{ W}$$

8 – Rendement de la pompe.

La puissance réelle absorbée relevée sur l'abaque est de **1 100 W**.

Le rendement de la pompe est donc $884/1\,100 = 0,8 = \mathbf{80\%}$.

9 – Quel est le type de montage de la vanne 3 voies ?

Il s'agit du montage dit « **montage en décharge** ».

10 – Le montage est-il ici le plus judicieux ? Expliquer.

En cas de panne de la régulation concernant la vanne 3 voies, le débit dans le circuit à débit variable (l'aéroréfrigérant) est interrompu de sorte que l'eau n'est plus refroidie, ce qui va entraîner l'arrêt immédiat de l'installation par coupure du pressostat haute pression.

Il serait donc beaucoup plus judicieux de raccorder la voie « **NO** » à l'aéroréfrigérant comme l'indique la figure 4.26.

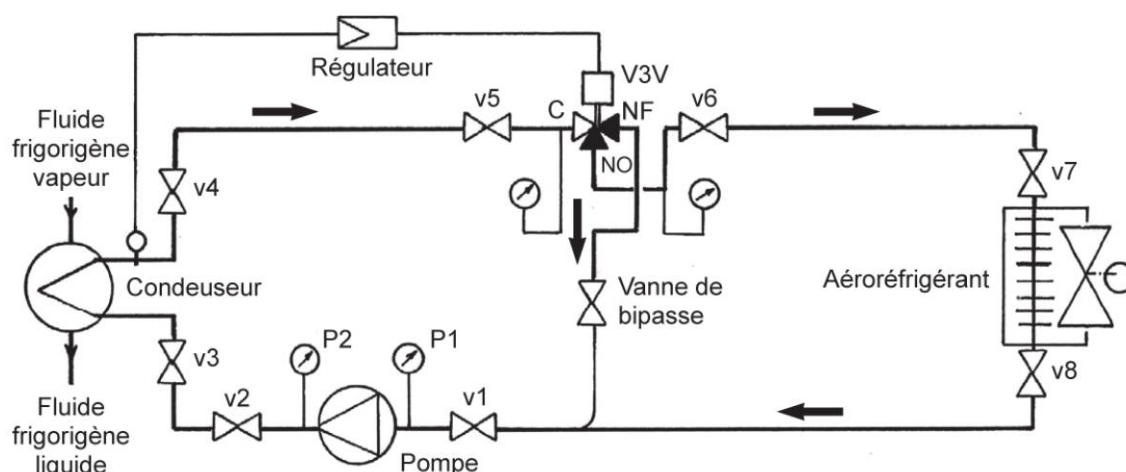


Figure 4.26 Circuit hydraulique avec raccordement rationnel de la vanne 3 voies

4.5.2 Calcul d'un circuit ouvert se rapportant à une tour de refroidissement

Soit un groupe à eau glacée à condensation par eau. Le condenseur multitubulaire est en sous-sol. La tour de refroidissement est en terrasse. La puissance à échanger au niveau du condenseur est de **110 kW**.

Données :

- ▶ Perte de charge du condenseur : **4 mCE** (donnée du fabricant).
- ▶ La V3V doit présenter une autorité de **0,45**.
- ▶ Pertes de charge des buses de pulvérisation : **3 mCE**.
- ▶ Gradient de perte de charge linéaire : **18 mmCE**.
- ▶ Coudes : longueur équivalente = **2,5 ml**.
- ▶ V2V : longueur équivalente = **1,8 mCE**.
- ▶ Pied de biche : longueur équivalente de **2 ml** en passage direct et **3 ml** vers le bipasse.
- ▶ Un filtre monté en amont de la pompe crée une perte de charge équivalente à 10 mètres de longueur droite.

On demande :

- ▶ 1. La perte de charge du circuit à débit variable.
- ▶ 2. La perte de charge de la V3V si son autorité est de 0,45.

- ▶ 3. La perte de charge du circuit à débit constant.
- ▶ 4. La perte de charge totale, la voie NF de la vanne 3 voies étant ouverte en grand.
- ▶ 5. Calcul du Kv de la vanne 3 voies, la sélectionner.
- ▶ 6. Sélectionner la pompe correspondant à ce projet.
- ▶ 7. Calculer le rendement de cette pompe, le comparer avec celui indiqué par l'abaque.
- ▶ 8. Quel est le rôle du diaphragme « X » ?
- ▶ 9. Quelle remarque peut-on formuler quant au montage hydraulique de la V3V ?

La figure 4.27 présente le schéma de principe de l'installation.

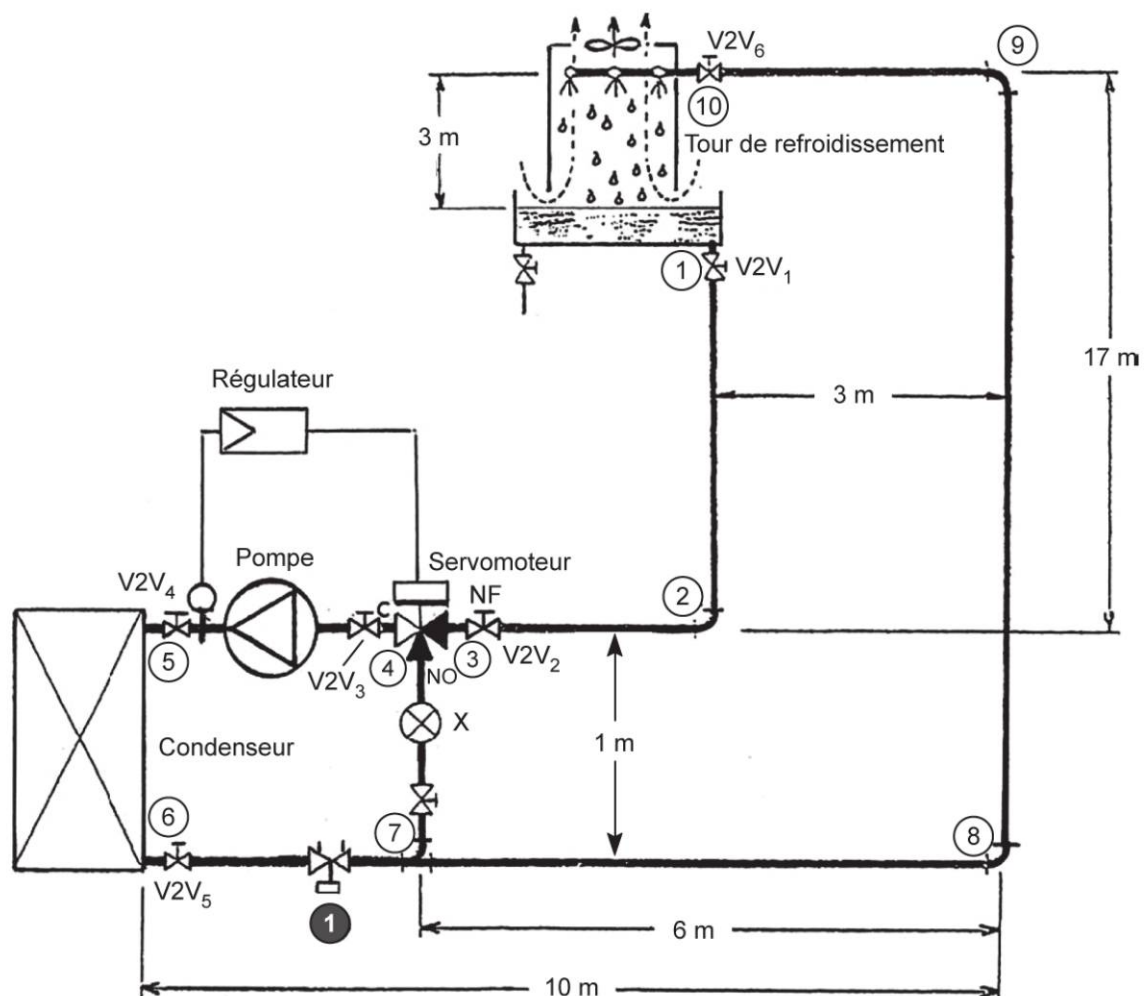


Figure 4.27 Circuit hydraulique ouvert correspondant à l'eau de condensation d'une installation de traitement d'air

■ Solutions

1 – Pertes de charge du circuit à débit variable.

Pression correspondant à la hauteur géométrique : **3 mCE** (hauteur de la tour).

Calcul des pertes de charge singulières : Ce circuit comporte 8 coudes et chacun d'eux est équivalent à une longueur droite de 2,5 m. Perte de charge correspondante : $8 \times 2,5 \times 18 = 360 \text{ mmCE} = \mathbf{0,36 \text{ mCE}}$.

Ce circuit comporte 3 vannes 2 voies, chaque vanne est équivalente à 1,8 ml. Perte de charge correspondante : $3 \times 1,8 \times 18 = 97 \text{ mmCE} = \mathbf{0,097 \text{ mCE}}$.

Buses = **3 mCE**.

Pertes de charge dues aux longueurs droites : Tronçon 1-2 = 14 m ; tronçon 2-3 = 3 m ; tronçon 7-8 = 6 m ; tronçon 8-9 = 18 m ; tronçon 9-10 = 3 m.

Longueur totale = 44 m.

Pertes de charge correspondante = $44 \times 18 = 792 \text{ mmCE} = \mathbf{0,792 \text{ mCE}}$.

Pertes de charge totales de ce circuit :

$3 + 0,36 + 0,097 + 3 + 0,792 = \mathbf{7,3 \text{ mCE}}$.

2 – Perte de charge de la vanne 3 voies si son autorité est de 0,45.

$$\text{Autorité} = \frac{\text{Chute de pression dans la vanne } (\Delta p_v)}{\text{Chute de pression dans la vanne } (\Delta p_v) + \text{perte de charge du circuit à débit variable}}$$

Autorité : $a = 0,45$; $\Delta p_v = x$.

Pertes de charge du circuit à débit variable = 7,3 mCE.

$$a = \frac{x}{x + 7,3}.$$

$$x = 0,45x + (0,45 \times 7,3) = 0,45x + 3,285.$$

$$0,55x = 3,285.$$

$$x = 6 \text{ mCE}.$$

La perte de charge de la vanne 3 voies grande ouverte est égale à **6 mCE**.

3 – Perte de charge du circuit à débit constant.

Pertes de charge linéaires : $8 \times 18 = 144 \text{ mmCE} = \mathbf{0,144 \text{ mCE}}$.

Pertes de charge singulières :

Vannes 2 voies : $\Delta p = 3 \times 1,8 \times 18 = 97 \text{ mmCE} = \mathbf{0,097 \text{ mCE}}$.

Coudes : $\Delta p = 4 \times 2,5 \times 18 = 180 \text{ mmCE} = \mathbf{0,18 \text{ mCE}}$.

Pertes de charge du condenseur : **4 mCE**.

Filtre sur le circuit = $10 \times 18 = 180 \text{ mmCE} = \mathbf{0,18 \text{ mCE}}$.

Pertes de charges totales :

$$\Delta p = 0,144 + 0,097 + 0,18 + 4 + 0,18 = \mathbf{4,6 \text{ mCE}}.$$

4 – Pertes de charge totales.

La perte de charge totale est donc la somme des pertes de charge suivantes :

- ▶ Circuit à débit variable.
- ▶ Circuit à débit constant.
- ▶ V3V.
- ▶ Pied de biche (passage direct).

Perte de charge du pied de biche : $2 \times 18 = 36 \text{ mmCE} = \mathbf{0,036 \text{ mCE}}$.

Perte de charge totale : $\Delta p = 7,3 + 4,6 + 6 + 0,036 = \mathbf{18 \text{ mCE}}$.

5 – Calcul du coefficient de vanne (Kv).

La puissance à échanger au condenseur est de 110 kW, l'écart de température sur l'eau est de 4 °C.

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta$$

P : puissance en kW ; **Q_m** : débit massique en kg/s ; **Δθ** en °C.

C : chaleur massique en $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{C}}$.

$$Q_m = \frac{110}{4,18 \times 4} = 6,6 \text{ kg/s} = 23\,760 \text{ kg/h}.$$

Le débit d'eau est donc environ de **24 m³/h**.

Calcul du Kvs par la formule suivante : $Q_v = K_{vs} \sqrt{\Delta p}$

$$\text{D'où : } K_{vs} = \frac{Q_v}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{24}{\sqrt{0,6}} = \frac{24}{0,775} = 31$$

Donc, pour 1 bar d'écart entre l'amont et l'aval de la vanne grande ouverte, le débit est de **31 m³/h**.

L'abaque de sélection (figure 4.28), pour une perte de charge de **0,6 bar** et un débit de **24 m³/h**, donne une vanne de **Kvs 30**. La référence de cette vanne est donc **M3PKvs30**.

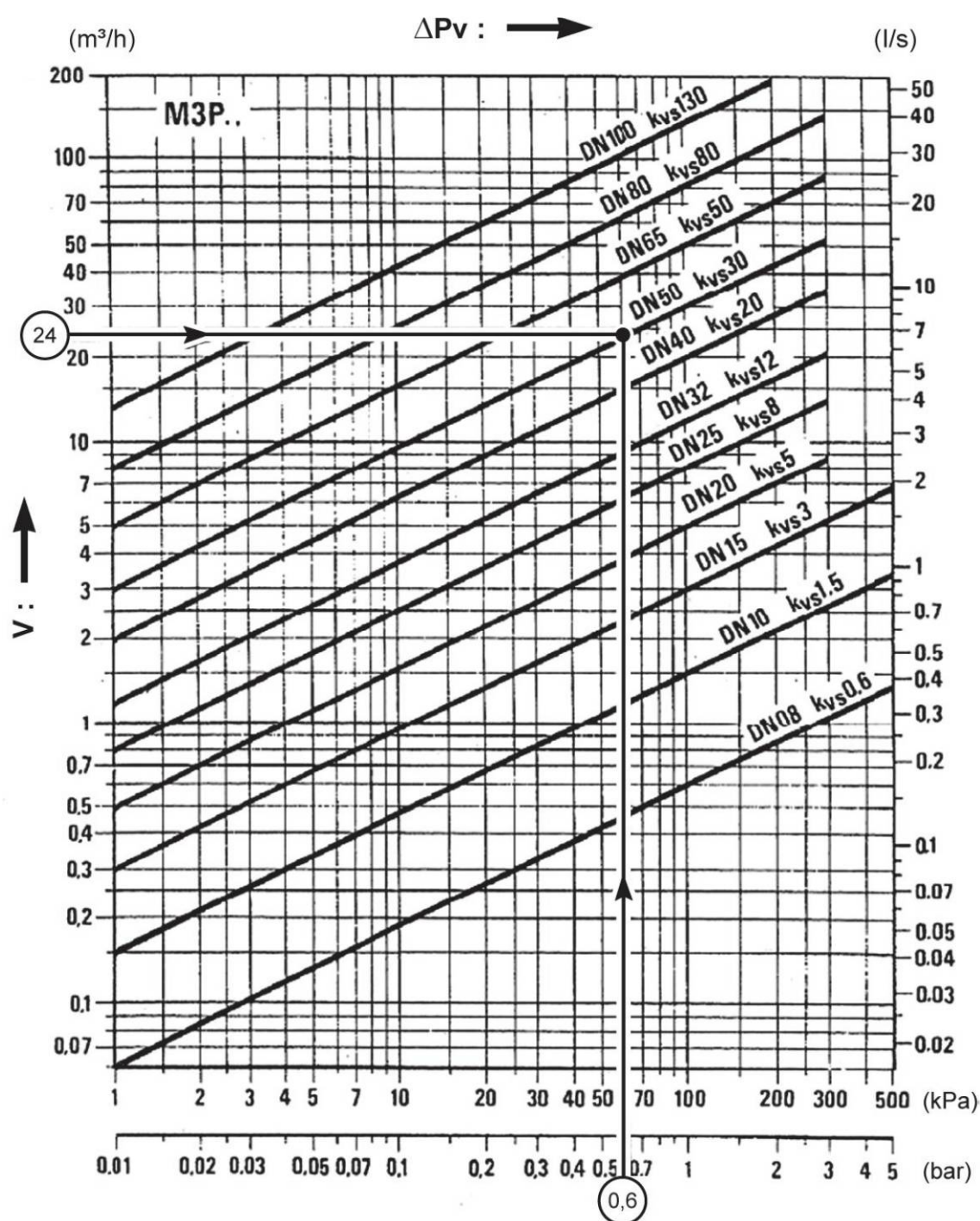


Figure 4.28 Abaque permettant la sélection d'une vanne

6 – Pompe correspondant à ce projet.

La HMT nécessaire est de **18 mCE**.

Le débit d'eau nécessaire est de **24 m³/h**.

Ces valeurs portées sur l'abaque de la figure 4.29 donnent une roue « **R2** » à associer à la pompe de référence **M 515**.

Le rendement de la pompe pour ce point de fonctionnement est de 75 %. La puissance sur l'arbre nécessaire est de 1,65 kW.

7 – Calculer le rendement et le comparer avec celui de l'abaque de la figure 4.29.

Puissance théorique absorbée par la pompe :

$$\text{Puissance absorbée théorique} = Q_v \times \Delta p = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{watts.}$$

$$P_{\text{th}} = \frac{24}{3\,600} \times 180\,000 = 1\,200 \text{ W.}$$

L'abaque donne une puissance sur l'arbre de 1 650 W.

$$\mu = \frac{1\,200}{1\,650} = 73 \text{ \%}.$$

L'abaque du fabricant donne un rendement pour ce point de fonctionnement de 75 %, ces valeurs sont donc cohérentes.

8 – Rôle du diaphragme « X ».

Lors de basses températures extérieures, il convient de garantir une température d'eau à l'entrée du condenseur compatible avec une alimentation correcte des organes de détente en fluide frigorigène.

Lorsque la tour de refroidissement est bipassée, la HMT est réduite, il en découle un débit d'eau majoré dans la pompe et une puissance absorbée accrue. L'effet produit est donc l'inverse de celui recherché.

Si le diaphragme « X » crée la même perte de charge que le circuit à débit variable, le point de fonctionnement de la pompe est constant, le débit d'eau et la puissance absorbée ne changent pas.

9 – Remarque sur le montage hydraulique de la vanne 3 voies.

En cas de panne de la boucle de régulation, le servomoteur ne reçoit plus de signal, la voie NO est alors ouverte en grand et la voie NF fermée complètement. Dans cette hypothèse, la température de l'eau augmente rapidement et il va en découler une coupure en sécurité haute pression. Il serait donc préférable d'inverser les raccordements hydrauliques des voies NO et NF.



Figure 4.29 Abaque de sélection de la pompe correspondant à ce projet

4.6 Boucle de Tickelman

L'équilibrage de certains circuits hydrauliques complexes n'est pas toujours simple et demande du temps.

Le montage en boucle de Tickelman simplifie largement ce problème (figure 4.30). En effet, la différence de pression entre l'amont et l'aval de chaque échangeur est à peu près la même.

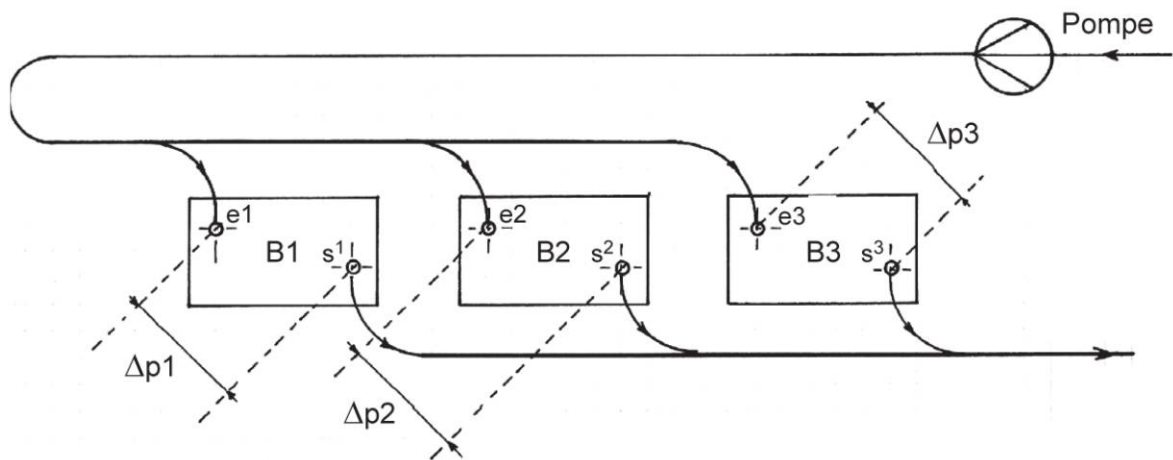


Figure 4.30 Schéma de principe d'un circuit hydraulique réalisé en boucle de Tickelman

Ce montage facilite largement l'opération d'équilibrage, à la condition cependant que les différents échangeurs présentent à peu près les mêmes pertes de charge.

4.7 Les disconnecteurs

4.7.1 Rôle

Un disconnecteur est destiné à la protection des réseaux d'eau potable contre les retours de liquides pollués ne présentant cependant pas de risques microbiologiques permanents pour la santé humaine.

Jusqu'à un certain point, il est possible de comparer le rôle d'un disconnecteur sur un circuit hydraulique au rôle d'un disjoncteur sur un circuit électrique.

4.7.2 Description

La figure 4.31 détaille les composants d'un disconnecteur tandis que la figure 4.32 en donne le principe de fonctionnement.

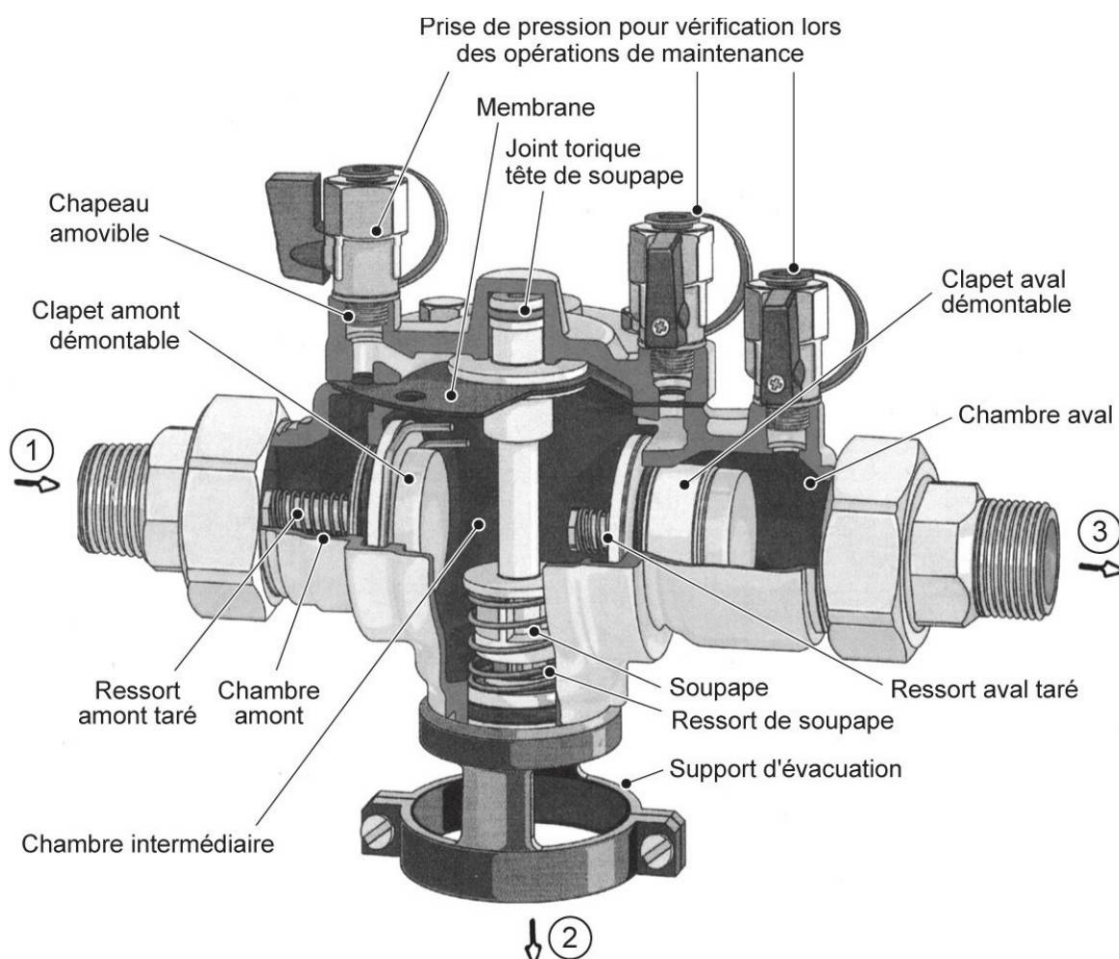


Figure 4.31 Vue d'un disconnecteur (Doc. Socla Danfoss)

1 : raccordement au réseau « eau de ville » ; **2** : orifice de décharge (normalement ouvert en situation hors d'eau) ; **3** : raccordement au réseau utilisation.

Un disconnecteur comporte 3 zones (figure 4.32) :

- une zone amont (rep. 1, eau de ville à la pression **P1**),
- une zone intermédiaire (rep. 2) où la pression **P2** est réduite de la perte de charge du clapet **C1**,
- une zone aval (rep. 3) correspondant au circuit d'utilisation où règne la pression **P3**.

Chacune des zones comporte des prises de pression (**P1**, **P2**, **P3**).

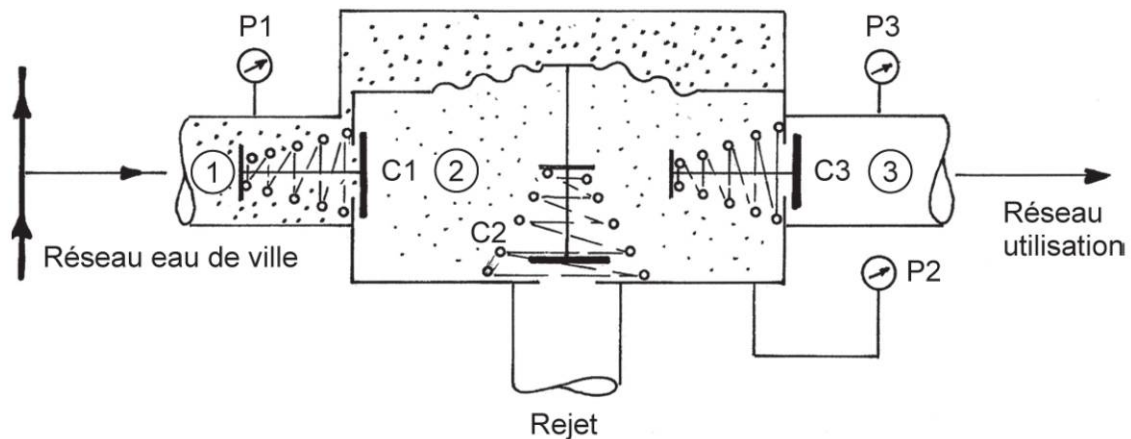


Figure 4.32 Schéma de principe d'un disconnecteur

4.7.3 Fonctionnement

En situation hors d'eau, les clapets **C1** et **C3** sont fermés, le clapet **C2** est ouvert.

Étude du fonctionnement normal (figure 4.33)

Hypothèse : les clapets **C1** et **C3** créent une perte de charge de **0,2 bar** et la pression **P1 = 3 bar**.

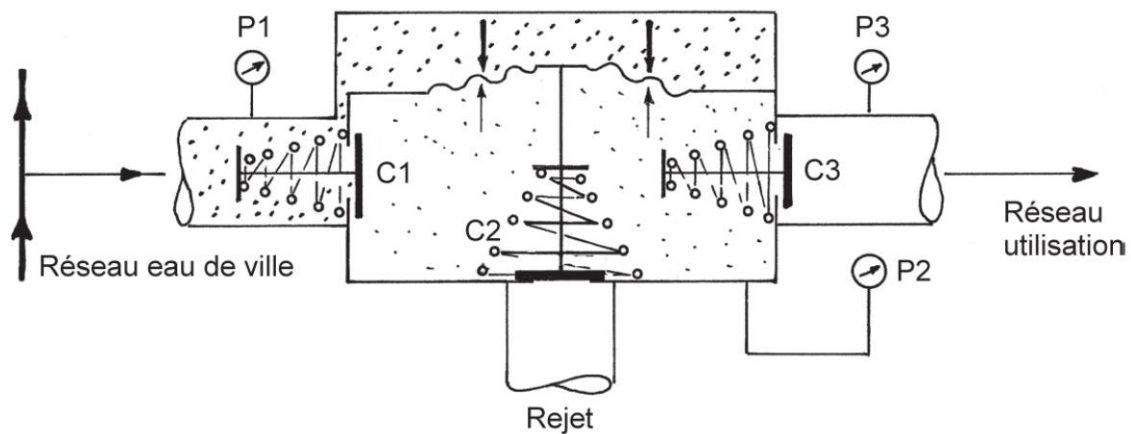


Figure 4.33 Configuration du disconnecteur en fonctionnement normal

À la mise en eau, le clapet **C1** s'ouvre. Dans la chambre intermédiaire, la membrane est soumise à 2 pressions : la face supérieure subit une pression de **3 bar** et la face inférieure subit une pression de **2,8 bar**. La membrane

exerce donc une force vers le bas, ce qui provoque la fermeture du clapet C2. Le clapet C3 s'ouvre jusqu'à l'obtention d'une pression aval (**P3**) de $2,8 - 0,2 = 2,6 \text{ bar}$.

Ces disconnecteurs doivent impérativement comporter un filtre en amont, lequel crée une perte de charge.

La perte de charge totale d'un disconnecteur à plein débit est d'environ 1 bar.

4.7.4 Différentes possibilités de dysfonctionnement

Dans les 4 cas envisagés ci-dessous, il n'y a pas de retour vers le réseau eau de ville.

■ Premier cas

La pression P1 devient faible.

Le clapet C2 s'ouvre : il y a décharge du disconnecteur, les clapets C1 et C3 restent fermés.

Ce cas de figure est possible par exemple lors de la mise en service d'une bouche à incendie sur le réseau amont, le débit nominal de ces bouches étant de $60 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le fabricant du disconnecteur de la figure 4.31 donne l'information suivante : la construction normalisée de l'appareil impose que la pression amont soit toujours supérieure de 140 mbar à la pression dans la chambre intermédiaire. Cette valeur différentielle commande l'ouverture de la soupape d'évacuation et la vidange du disconnecteur.

■ Deuxième cas

Le clapet C3 n'est plus étanche et la pression P3 devient supérieure à 3 bar.

Le clapet C2 s'ouvre, provoquant une fuite à l'égout, le clapet C1 restant fermé.

■ Troisième cas

Le clapet amont n'est pas étanche.

La pression amont accroît la pression dans la chambre intermédiaire sous la membrane et ouvre la soupape d'évacuation.

■ Quatrième cas

La membrane en haut du disconnecteur devient poreuse.

Ce cas est très rare.

Les pressions P_1 et P_2 s'égalisant, il y a ouverture du clapet C2, il y a alors fuite à l'égout, le clapet C3 reste alors fermé.

5

Les fluides frigorigènes utilisés en climatisation

5.1 Remarques préliminaires

La consommation d'énergie électrique des installations de traitement de l'air représente une part non négligeable des frais de fonctionnement, la recherche de fluide frigorigène à effet frigorifique maximal est donc évidente.

$$\text{Effet frigorifique ou COP} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance électrique absorbée}}$$

Les compresseurs sont l'un des éléments coûteux d'un ensemble de traitement de l'air, la recherche de fluides frigorigènes à forte production frigorifique par mètre cube aspiré est donc évidente. Cette qualité suppose une forte chaleur latente d'ébullition et un faible volume massique des vapeurs à l'aspiration.

$$\text{Production frigorifique par m}^3 \text{ aspiré} = \frac{\text{Chaleur latente d'ébullition}}{\text{Volume spécifique des vapeurs à l'aspiration}}$$

La chaleur latente d'ébullition s'exprime en kilojoules par kilogramme de fluide frigorigène.

Le volume spécifique des vapeurs à l'aspiration s'exprime en m³ par kilogramme.

Il en résulte les unités suivantes :

$$\frac{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

La cylindrée ou le volume engendré des compresseurs et donc leur coût est inversement proportionnel à la production frigorifique par m^3 aspiré.

Les caractéristiques ci-dessus sont prioritairement prises en compte lors du choix d'un fluide frigorigène. Il est à noter qu'un fluide frigorigène peut être doté d'une forte production frigorifique volumétrique et développer un faible effet frigorifique (COP).

Le choix d'un fluide doit tenir compte de ce critère car il est le reflet de la consommation énergétique de l'installation sur la durée de sa vie. L'aspect économique et environnemental est à prendre sérieusement en compte aujourd'hui.

Autres qualités demandées à un fluide frigorigène :

- ▶ Faible taux de compression.
- ▶ Basse pression en marche normale supérieure à la pression atmosphérique normale.
- ▶ Température de fin de compression faible (une température élevée n'est pas favorable à la stabilité chimique de l'huile et du fluide frigorigène).
- ▶ Retour de l'huile aisé. La miscibilité huile / fluide frigorigène est primordiale pour assurer le retour de l'huile. La sélection de l'huile doit donc être la plus judicieuse possible.
- ▶ Facilement disponible.
- ▶ Prix compétitif.
- ▶ Détection des fuites aisée.

De très nombreuses autres qualités du fluide frigorigène telles que la toxicité, l'influence sur les composants de l'installation, l'influence sur l'environnement (action sur la couche d'ozone et sur le réchauffement climatique, l'effet de serre des fluides frigorigènes étant important), etc. sont bien sûr à prendre en compte également.

Le choix d'un fluide n'est donc pas toujours très évident, c'est un compromis entre de multiples critères : lors du choix, que privilégie-t-on ?

- ▶ Le coût à l'installation ?
- ▶ Le COP (consommation d'énergie) ?

- ▶ L'environnement ?
- ▶ La sécurité du personnel ?
- ▶ La maintenance ?
- ▶ Le temps de retour sur investissement, etc ?

Notons enfin que le client impose quelquefois le fluide.

5.2 Quelques éléments de physique se rapportant aux fluides frigorigènes

5

Les fluides frigorigènes se déclinent sous 3 formes qui sont : les fluides purs, les mélanges azéotropiques et les mélanges zéotropiques.

5.2.1 Les fluides purs

Lois de l'ébullition des fluides purs :

- ▶ Sous une même pression, le liquide commence toujours à bouillir à la même température.
- ▶ Pendant toute la durée de l'ébullition, la température d'ébullition reste constante si la pression reste constante.

Lois de la condensation des fluides purs :

- ▶ Sous une même pression, la vapeur commence toujours à se condenser à la même température.
- ▶ Pendant toute la durée de la condensation, la température de condensation reste constante si la pression reste constante.

5.2.2 Les mélanges azéotropiques : série des R 500

Exemple de fluide frigorigène azéotropique : le R 507.

Le R 507 est constitué de 50 % de R 125 et de 50 % de R 143 a.

Ce fluide a un glissement nul, ses températures de changement d'état sont donc constantes dans la mesure où les pressions sont constantes.

Les fluides azéotropiques se comportent donc comme des fluides purs.

5.2.3 Les mélanges zéotropiques : série des R 400

Exemples de fluides zéotropiques : le **R 404 A**, le **R 407 C**, le **R 413 A**, etc.

Les fluides zéotropiques sont caractérisés par un glissement.

Le glissement est l'écart de température entre le début et la fin d'un changement d'état physique d'un fluide à pression constante.

La valeur du glissement est propre à chaque fluide, exemple :

- ▶ R 404 A : 1 °C.
- ▶ R 407 C : 7 °C.
- ▶ R 413 A : 5 °C.

Ces valeurs de glissement correspondent à la pression de **1,013 bar**. Elles sont différentes sous d'autres pressions.

Lois d'ébullition des fluides zéotropiques :

- ▶ Sous une même pression, un liquide commence toujours à bouillir à la même température.
- ▶ Sous une même pression, pendant toute la durée de l'ébullition la température augmente.

La température de début d'ébullition est appelée température de saturation liquide ou température de bulle.

La température de fin d'ébullition est appelée température de saturation vapeur ou température de rosée.

Lois de la condensation des fluides zéotropiques :

- ▶ Sous une même pression, la vapeur commence toujours à se condenser à la même température.
- ▶ Sous une même pression, pendant toute la durée de la condensation, la température de condensation diminue.

La température de début de condensation est appelée température de saturation vapeur ou température de rosée.

La température de fin de condensation est appelée température de saturation liquide ou température de bulle.

Valeurs spécifiques d'un cycle sur diagramme enthalpique d'un fluide zéotropique :

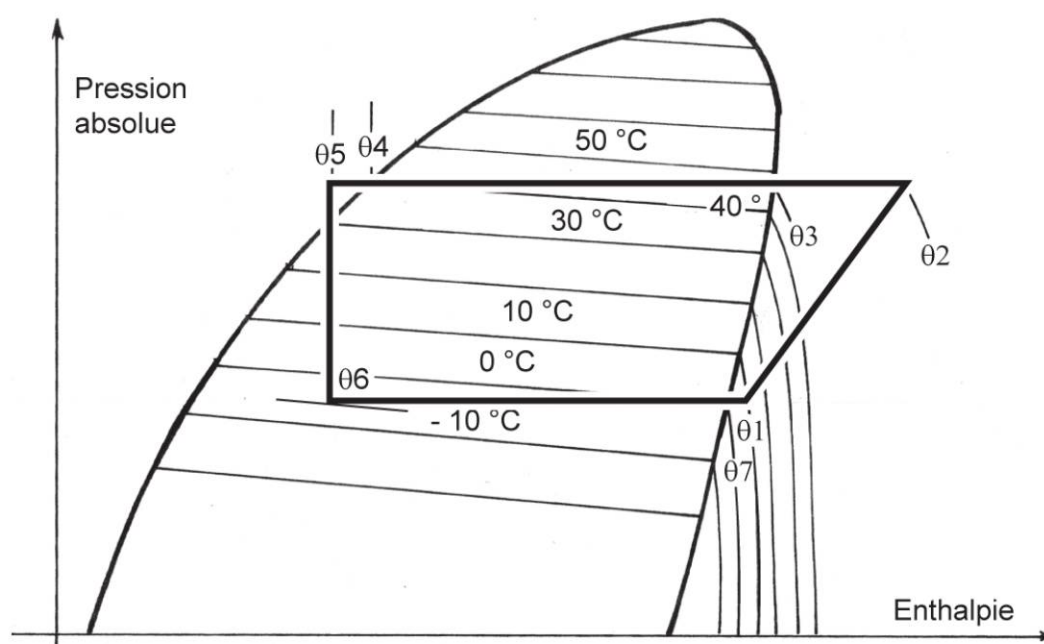


Figure 5.1 Tracé d'un cycle sur diagramme d'un fluide zéotropique

θ_1 : Température des gaz aspirés (10 °C).

θ_2 : Température de fin de compression.

θ_3 : Température de début de condensation (47 °C). On parle de température de rosée.

θ_4 : Température de fin de condensation (40 °C). On parle de température de bulle.

θ_5 : Température du fluide frigorigène sous-refroidit (30 °C).

θ_6 : Température de début d'ébullition (-6 °C).

θ_7 : Température de fin d'ébullition (0 °C). On parle de température de rosée.

La surchauffe :

La surchauffe est l'écart entre la température de rosée et la température des gaz aspirés par le compresseur. La surchauffe totale est ici $\theta_{11} - \theta_7 = 10 - 0 = 10\text{ °C}$.

La surchauffe totale est l'addition de la surchauffe à l'évaporateur et des apports thermiques jusqu'à l'aspiration au compresseur.

La puissance frigorifique efficace tient compte uniquement de la surchauffe à l'évaporateur.

Le sous-refroidissement :

Le sous-refroidissement est l'écart entre la température de bulle et la température en amont de l'organe de détente. Le sous-refroidissement est ici $\theta_4 - \theta_5 = 40 - 30 = 10\text{ °C}$.

La température moyenne de condensation est $\frac{47 + 40}{2} = 43,5\text{ °C}$.

La température moyenne d'ébullition est $\frac{-6 + 0}{2} = -3\text{ °C}$.

Remarque

Il est pris ici par commodité 10 °C de sous-refroidissement et 10 °C de surchauffe. Dans la réalité, ces valeurs sont plus proches de 5 °C ... chaque application a ses valeurs spécifiques.

En règle générale, une machine est très performante lorsqu'elle fonctionne avec un grand sous-refroidissement et une faible surchauffe.

Température critique :

La liquéfaction d'un gaz ou d'une vapeur n'est plus possible au-delà d'une température limite quelle que soit la pression exercée. Cette température limite a reçu le nom de température critique.

Exemples de température critique de quelques fluides frigorigènes :

- ▶ R 404 A = 72,14 °C.
- ▶ R 407 C = 80,05 °C.
- ▶ R 413 A = 101,3 °C.

Dans le froid appliqué au traitement de l'air, le nombre de fluides frigorigènes possible est grand, citons par exemple le **R 134 a**, le **R 407 C**, le **R 410 A**, etc.

5.3 Étude comparative de 2 fluides : le R 134 a et le R 407 C

Cette étude concernant un groupe à eau glacée va prendre les hypothèses suivantes :

- ▶ Puissance frigorifique $P = 100$ kW.
- ▶ Température de condensation $\theta_c = 40$ °C.
- ▶ Température d'ébullition $\theta_e = 0$ °C.
- ▶ Sous-refroidissement $S/R = 10$ °C.
- ▶ Surchauffe des vapeurs à l'aspiration $S/C = 10$ °C.

Par souci de simplification, les pertes de charges sont négligées ainsi que les échanges de chaleur au niveau des tuyauteries. La compression est considérée isentropique.

5.3.1 Étude de la machine fonctionnant au R 134 a

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Le **R 134 a** est un hydrofluorocarbure (HFC). Il a été mis au point afin de remplacer le R 12, qui est un fluide chloré.

La molécule de ce fluide est composée de 2 atomes de carbone, 2 atomes d'hydrogène et 4 atomes de fluor.

Sa température d'ébullition sous 1 bar est de -26 °C.

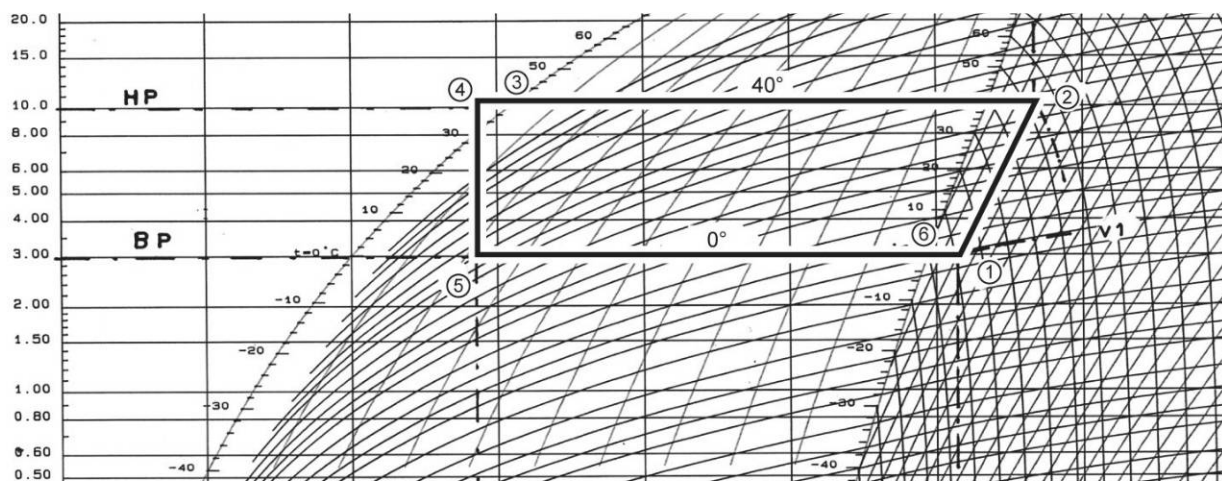


Figure 5.2 Tracé du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 134 a

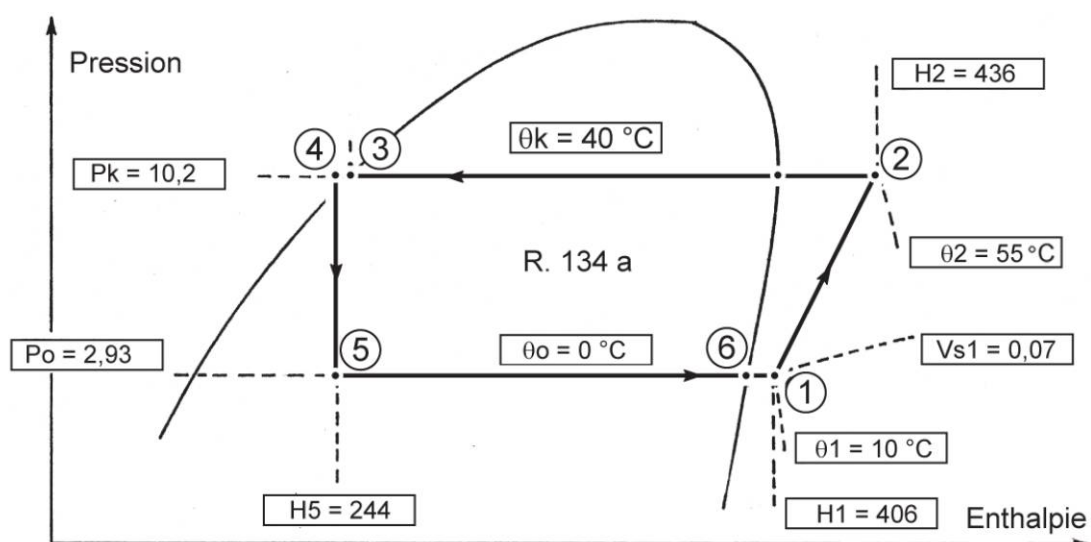


Figure 5.3 Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement
(pression absolue en bar ; enthalpie en kJ/kg)

Tableau 5.1 Récapitulatif des valeurs caractéristiques

Grandeurs physiques	Points caractéristiques					
	1	2	3	4	5	6
Température (°C)	10	55	40	30	0	0
Pression (bar)	2,93	10,2	10,2	10,2	2,93	2,93
Enthalpie (kJ/kg)	406	436	254	244	244	396
Volume spécifique (m³/kg)	0,07	0,022				
Titre	1	1	0	0	0,22	1

■ Calculs se rapportant au compresseur

Débit massique de fluide frigorigène :

$$Q_m = P / \Delta H (1-5) = 100 / 162 = 0,617 \text{ kg/s} = 2\,222 \text{ kg/h.}$$

Débit volumique de fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur :

$$Q_v = Q_m \times v (\text{à l'aspiration}) = 0,617 \times 0,07 = 0,043 \text{ m}^3/\text{s} = 155,5 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Taux de compression $\tau = HP / BP = 10,2 / 2,93 = 3,48$.

Rendement volumétrique : $\eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - (0,05 \times 3,48) = 0,82 = 82 \%$.

Remarque

La formule utilisée ici permettant le calcul du rendement volumétrique est très théorique, elle doit être adaptée au type de compresseur. Pour plus de précision, les fabricants fournissent volontiers les documents appropriés.

Volume engendré par le compresseur : $V_r = Q_v \text{ aspiré} / \eta_v = 155,5 / 0,82 = 190 \text{ m}^3/\text{h.}$

Puissance théorique absorbée par le moteur.

$$P_{th.} = Q_m \times \Delta H (2-1) = 0,617 \times 30 = 18,5 \text{ kW.}$$

COP = Puissance frigorifique utile / Puissance électrique absorbée.

$$COP = 100 / 18,5 = 5,26.$$

Ce COP ne tient pas compte du rendement du moteur, de la puissance des auxiliaires, etc.

5.3.2 Étude de la machine fonctionnant au R 407 C

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Ce fluide est un mélange zéotropique, il a été mis au point pour remplacer le R 22 qui est un fluide chloré de type HCFC.

Il est composé de 23 % de R 32, 25 % de R 125 et de 52 % de R 134 a.

Son glissement sous 1,013 bar est de 7 °C.

Sa température d'ébullition sous la pression atmosphérique normale (1,013 bar) est de -43,81 °C.

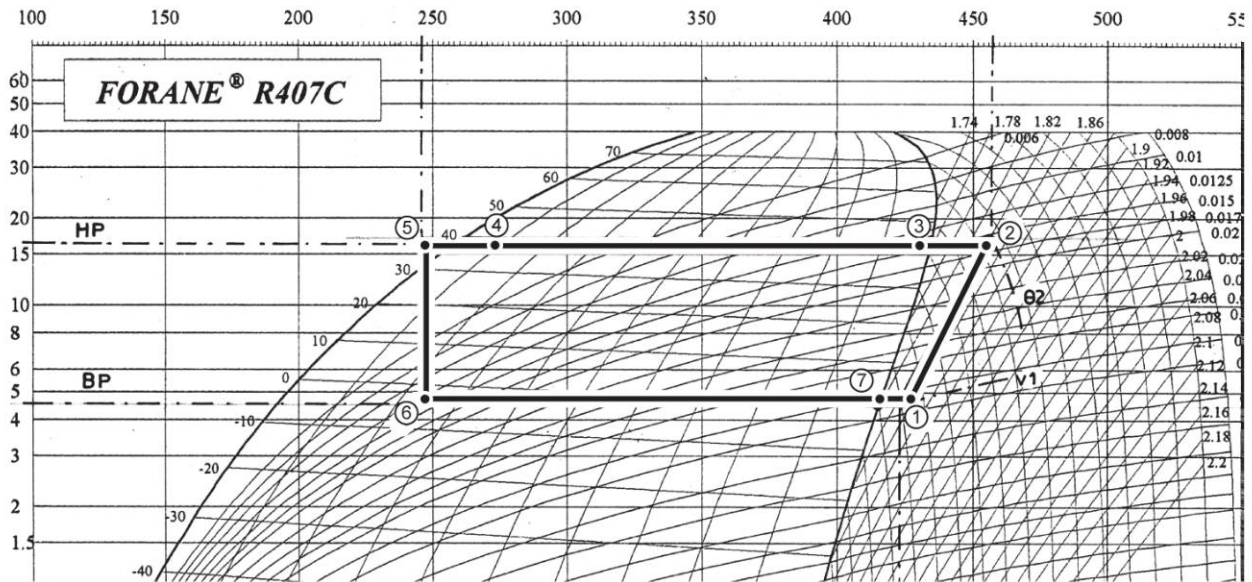


Figure 5.4 Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 407 C

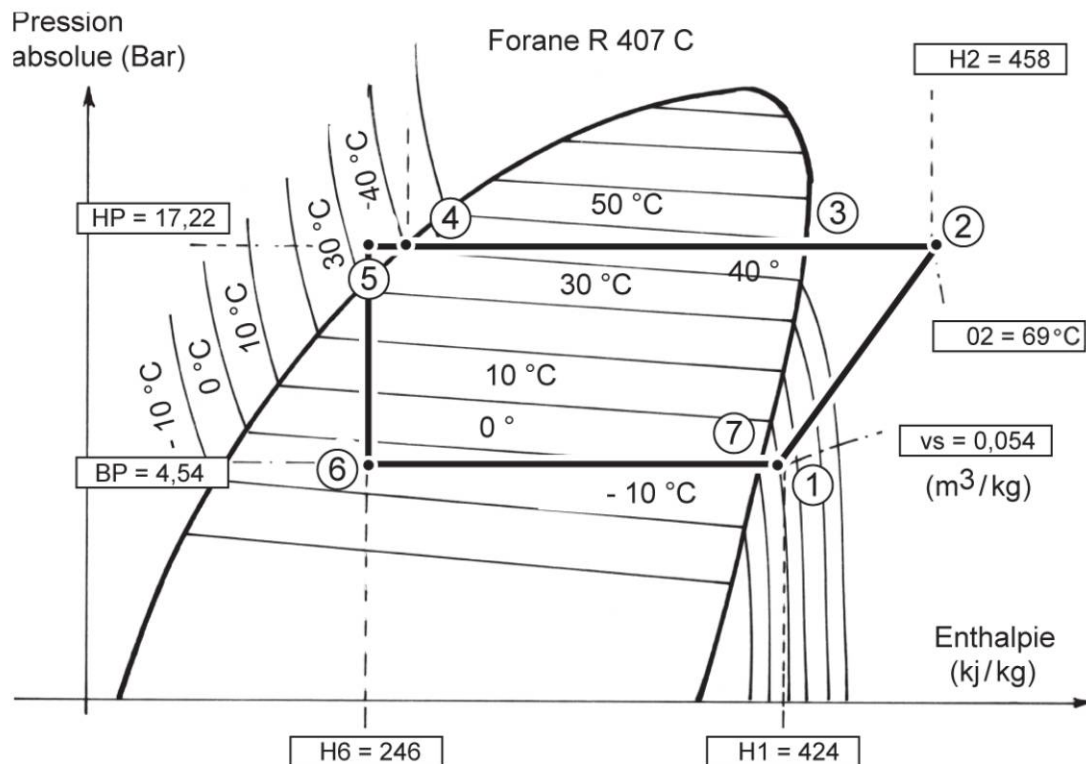


Figure 5.5 Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement

Tableau 5.2 Tableau récapitulatif des valeurs caractéristiques

Grandeurs physiques	Points caractéristiques						
	1	2	3	4	5	6	7
Température (°C)	10	69	48	40	30	-4	0
Pression (bar)	4,54	17,22	17,22	17,22	17,22	4,54	4,54
Enthalpie (kJ/kg)	424	458	434	262	246	246	414
Volume massique (m³/kg)	0,054	0,015					
Titre	1	1	1	0	0	0,23	1

■ Calculs se rapportant au compresseur

Débit massique de fluide frigorigène :

$$Q_m = P / \Delta H \text{ à la basse pression (H1 - H6).}$$

$$Q_m = 100 / 178 = 0,56 \text{ kg/s} = 2\,022,5 \text{ kg/h.}$$

Volume aspiré par le compresseur :

$$V_{th} = Q_m \times v \text{ (à l'aspiration)} = 0,56 \times 0,054 = 0,030 \text{ m}^3/\text{s} = 108 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$\text{Taux de compression } \tau = HP / BP = 17,22 / 4,545 = 3,79.$$

$$\text{Rendement volumétrique } \eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - 0,05 \times 3,79 = 0,81 = 81 \text{ \%.}$$

Volume balayé ou volume engendré encore appelé volume réel :

$$\text{Volume réel} = \text{volume théorique} / \text{rendement volumétrique} = 108 / 0,81 = 133,3 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Puissance théorique du moteur :

$$P = Q_m \times \Delta h \text{ (2-1)} = 0,56 \times 34 = 19 \text{ kW.}$$

$$\text{COP} = 100 / 19 = 5,26.$$

Tableau 5.3 Tableau récapitulatif : Comparaison des performances des 2 fluides

	R 134 a	R 407 C
Différence des enthalpies à la basse pression (kJ/kg)	162	178
Débit massique de fluide frigorigène (kg/s)	0,617	0,56
Volume massique à l'aspiration (m³/kg)	0,07	0,054
Volume de fluide aspiré par seconde (m³/s)	0,043	0,030

Volume de fluide aspiré par heure (m³/h)	155,5	108
Haute pression (bar absolu)	10,2	17,22
Basse pression (bar absolu)	2,93	4,54
Taux de compression $\tau = \text{HP} / \text{BP}$	3,48	3,79
Rendement volumétrique $\eta_v = 1 - 0,05\tau$	82%	81%
Volume engendré du compresseur (m³/h)	190	133,3
Différence des enthalpies à la compression (kJ/kg)	30	32
Puissance électrique absorbée théorique (kW)	18,5	19
COP	5,4	5,26

■ Conclusion

Le **R 407 C** permet un gain de volume balayé de près de **57 m³/h**.

Le coût du groupe à eau glacée au **R 134 a** serait donc peu compétitif du fait du prix élevé du compresseur.

Par contre, le **R 134 a** étant un fluide pur, il n'a pas de glissement et pose donc moins de problèmes lors des recharges en fluide frigorigène.

Sur le plan des COP, il n'y a pas de différences notables aux conditions de marche prises ici.

5.4 Étude de quelques fluides utilisés en conditionnement d'air

5.4.1 Le R 134 a (tétrafluoroéthane)

Son appellation découle de sa composition chimique : 2 atomes de carbone, 2 atomes d'hydrogène et 4 atomes de fluor. La lettre « **a** » indique qu'il s'agit d'une molécule isomérique : les éléments à la périphérie du carbone n'ont pas une position définie.

Le **R 134 a** a été mis au point pour remplacer le **CFC R 12**.

Il est donc très proche du R 12 sur le plan de ses qualités physicochimiques.

Caractéristiques :

- ▶ **HFC** : Hydrofluorocarbone.
- ▶ Fluide pur.
- ▶ Température critique : **101 °C**.
- ▶ Pression critique : **40,7 bar**.
- ▶ Température d'ébullition sous **101 300 Pa** = **-26 °C**.
- ▶ Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : **ODP = 0**.
- ▶ Potentiel d'effet de serre global à 100 ans : **GWP₁₀₀ = 1 300**.

Informations réglementaires :

- ▶ Substance classée non dangereuse.
- ▶ Fluide non inflammable et non toxique.
- ▶ Groupe de sécurité : **A1**
 - **A** : Faiblement toxique.
 - **1** : Pas de propagation de la flamme à **18 °C** sous **101 300 Pa**.

Recherche des fuites :

- ▶ Solution moussante non aqueuse.
- ▶ Détecteur de fuites électronique adapté, détection < **5 g/an**. Sensibilité des détecteurs fixes : **10 ppm**.

Association aux compresseurs :

Ce fluide ayant de relativement grands volumes massiques des vapeurs à l'aspiration, il n'est guère utilisé avec les compresseurs à pistons de grande capacité.

On l'utilise avec les compresseurs à pistons de faible capacité, les compresseurs scroll, les compresseurs à vis et les compresseurs centrifuges du fait de leur grande vitesse de rotation possible.

L'huile :

Le **R 134 a** est toujours associé à une huile polyolester (**POE**) sauf en climatisation automobile, qui utilise de l'huile **PAG**.

Se rapprocher par ailleurs du compressoriste, qui impose souvent une huile spécifique à son matériel pour une application donnée.

5.4.2 Le R 407 C

Ce fluide est un zéotrope, son appellation est comprise dans la fourchette **400 à 499**. Ce nombre étant croissant avec l'ordre des dates de mise sur le marché, il est donc le septième à avoir été mis au point.

Ce fluide est constitué de **23 % de R 32**, de **25 % de R 125** et de **52 % de R 134 a**.

C'est la troisième fois que l'association de ces 3 fluides a permis l'obtention d'un zéotrope, mais dans des proportions différentes, d'où la lettre C.

- ▶ **400** : Fluide zéotropique.
- ▶ **7** : Septième zéotrope mis au point.
- ▶ **C** : C'est le troisième zéotrope utilisant ces différents fluides mais dans des proportions différentes.

Le **R 407 C** a été mis au point pour remplacer le **R 22**.

Il est donc très proche du **R 22** sur le plan de ses caractéristiques thermophysiques et thermochimiques.

Caractéristiques :

- ▶ **HFC** : Hydrofluorocarbone.
- ▶ Température critique : **86,2°C**.
- ▶ Pression critique : **46,2 bar**.
- ▶ Température d'ébullition sous la pression atmosphérique normale : **-43,4 °C**.
- ▶ Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : **0**.
- ▶ Potentiel d'effet de serre global à 100 ans : **GWP₁₀₀ = 1 526**.

Informations réglementaires :

- ▶ Substance classée non dangereuse.
- ▶ Fluide non inflammable et non toxique.
- ▶ Groupe de sécurité : **A1**
 - **A** : Faiblement toxique.
 - **1** : Pas de propagation de la flamme à **18 °C** sous **101 300 Pa**.

Recherche des fuites :

- ▶ Solution moussante non aqueuse.
- ▶ Détecteur de fuites électronique adapté.

L'huile :

Le **R 407 C** est souvent associé à une huile polyolester (**POE**).

Se rapprocher par ailleurs du compressoriste, qui impose souvent une huile spécifique à son matériel pour une application donnée.

Applications :

Les installations de climatisation qui étaient précédemment étudiées avec le **R 22** sont de plus en plus souvent étudiées avec le **R 407 C**.

Ce fluide est fréquemment utilisé dans les PAC, les installations « split system », etc.

Quelques fabricants l'utilisent dans des pompes à chaleur haute température avec des compresseurs suralimentés de type scroll ou vis.

Le **R 407 C** permet l'obtention d'une température d'eau de **50 °C** maximum. Pour des températures plus élevées, penser au **R 134 a**.

5.4.3 Le R 410 A

Le **R 410 A** est un zéotrope à très faible glissement.

Caractéristiques :

- ▶ **HFC** : Hydrofluocarbone.
- ▶ Mélange composé de **50 % de R 32** et de **50 % de R 125**.
- ▶ Température critique : **70,17 °C**.
- ▶ Pression critique : **49,5 bar**.
- ▶ Température d'ébullition sous la pression atmosphérique normale : **-51,6 °C**.
- ▶ Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : **ODP = 0**.
- ▶ Potentiel d'effet de serre global à 100 ans : **GWP₁₀₀ = 1 730**.

Informations réglementaires :

- ▶ Substance classée non dangereuse.
- ▶ Fluide non inflammable et non toxique.

- ▶ Groupe de sécurité : **A1**
 - **A** : Faiblement toxique.
 - **1** : Pas de propagation de la flamme à **18 °C** sous **101 300 Pa**.

Recherche des fuites :

- ▶ Solution moussante non aqueuse.
- ▶ Détecteur de fuites spécifiques.

Principales applications :

Le **R 410 A** est principalement destiné aux installations neuves.

Certains fabricants le préfèrent au **R 407 C**, ses performances énergétiques (**COP**) étant meilleures dans certaines applications.

On l'utilise dans les installations de conditionnement d'air de faible puissance, les pompes à chaleur, les split system, etc.

L'huile :

Utiliser une huile polyester (**POE**).

Remarque

Les fluides étant nombreux, l'étude de chacun d'eux sort du cadre de cet aide-mémoire. Les grossistes ou les chimistes qui élaborent ces fluides disposent et divulguent volontiers toutes les informations relatives aux différents fluides frigorigènes.

5.5 Nouvelle génération de fluides frigorigènes : les hydrofluorooléfines (HFO)

5.5.1 Bref rappel historique des fluides frigorigènes

Au début de l'industrie frigorifique, les deux fluides les plus employés étaient l'ammoniac (NH_3) et le dioxyde de carbone (CO_2).

Au début du vingtième siècle sont apparus les chlorofluorocarbones (CFC). Ces fluides, d'utilisation plus facile, ont rapidement supplanté les précédents. Par ailleurs, leur impact environnemental semblait faible.

Progressivement, deux caractéristiques négatives des CFC ont été mises en lumière : leur impact sur l'ozone (ODP) et leur influence sur le réchauffement climatique (GWP).

Des fluides présentant un impact moins négatif sur l'ozone ont alors été mis au point, il s'agit des hydrochlorofluorocarbones (HCFC) puis des hydrofluorocarbones (HFC), dont l'impact ozone est nul.

La conscience environnementale étant de plus en plus évidente, il est alors recherché des fluides à ODP nul et à GWP le plus faible possible.

D'où le retour en grâce des fluides naturels : l'ammoniac, le dioxyde de carbone et les hydrocarbures.

Dans le même temps, des recherches sont menées sur des fluides de synthèse ayant un ODP nul et un très faible GWP, d'où l'apparition des HFO.

5.5.2 Les hydrofluorooléfines (HFO)

Les HFO sont des fluides dits de synthèse.

Ces nouveaux fluides sont développés pour répondre aux nouvelles exigences environnementales.

Les molécules HFO correspondent à une classe de molécules non saturées, elles sont donc très réactives dans l'atmosphère.

Cette caractéristique explique leur faible durée de vie dans l'atmosphère et leur faible GWP.

La gamme des HFO disponible sur le marché s'étoffe progressivement.

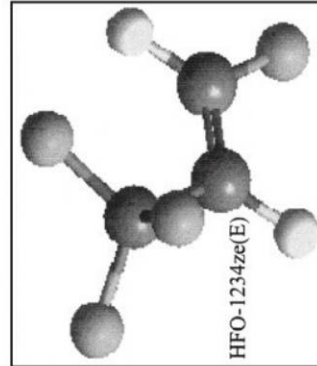
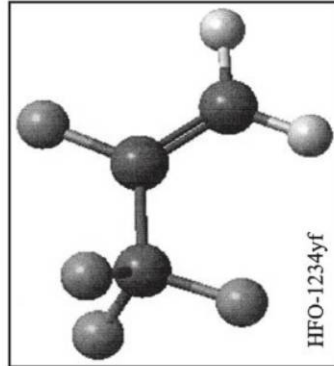
Quelques HFO actuellement disponibles (tableau 5.4) :

- ▶ HFO-1234yf,
- ▶ HFO-1234ze,
- ▶ HFO-1233zd.

Le premier HFO mis au point est le HFO-1234yf.

Tableau 5.4 HFO disponibles (Doc. Climalife)

	HFO-1234yf	HFO-1234ze	HFO 1233 zd
Remplacement	R-134a	R-134a	R-123 - R-245fa
Secteurs	Climatisation automobile	Mousse PU mono composants Chillers centrifuges Aérosols Cycle de Rankine	Chillers centrifuge basse pression PAC HT Cycle de Rankine
Durée de vie atmosphérique	11 j (134a = 12 ans)	18 j	28 j
GWP	4	6	5
Standard ASHRAE 34	Faible toxicité Classe A	Non toxique Classe A	Non inflammable



5.5.3 Le HFO-1234yf

Le HFO-1234yf est un fluide inflammable, incolore et légèrement odorant.

Il ne présente pas de toxicité aiguë. Lors de sa combustion, il génère de l'acide fluorhydrique.

Ce fluide a des propriétés physicochimiques très proches des celles du R 134 a.

L'une de ses principales cibles est le remplacement du R 134 a dans l'industrie automobile. À ce jour, plusieurs fabricants l'utilisent pour la climatisation de leurs véhicules.

5.5.4 Propriétés environnementales des HFO

Du fait de leur faible durée de vie dans l'atmosphère, les HFO ont un faible GWP.

Le risque majeur des HFO réside dans leur propriété de se transformer dans la nature en acide trifluoroacétique (TFA).

Le TFA n'est pas biodégradable, sa durée de vie est donc extrêmement longue. Actuellement, c'est ce point qui fait que certains utilisateurs potentiels préfèrent utiliser d'autres fluides frigorigènes.

5.6 Récupération et régénération des fluides frigorigènes

5.6.1 Récupération

■ Généralités

Le règlement CE 842/2006 et les articles R. 543-75 à R. 543-123 (décret 2007-737 du 7 mai 2007) du Code de l'environnement rendent obligatoire la récupération des fluides frigorigènes CFC, HCFC et HFC dans toutes les installations.

L'opération de récupération peut s'effectuer dans les cas suivants :

- ▶ équipement vétuste (en fin de vie),
- ▶ remplacement d'un fluide pollué,
- ▶ remplacement par un fluide de transition,
- ▶ intervention sur un circuit ne possédant pas de vanne,
- ▶ intervention sur une portion de circuit qu'il n'est pas possible de vidanger.

■ Rappels de physique

Les fluides frigorigènes dans une installation frigorifique se présentent généralement sous forme diphasique (le liquide est en présence de sa vapeur).

Lorsqu'un liquide est en présence de sa vapeur, on parle de fluide saturant.

La relation pression/température caractérise les fluides saturants (pour les fluides purs).

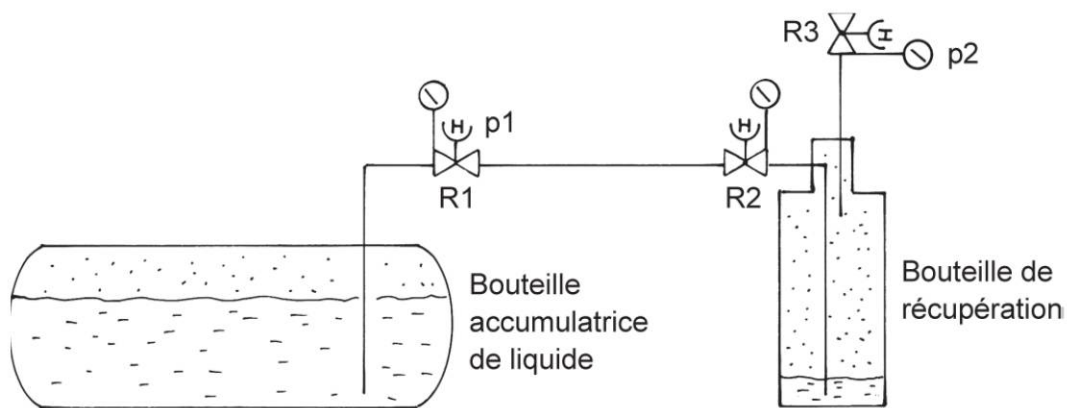


Figure 5.6 Transvasement d'une bouteille de réserve liquide vers une bouteille de récupération

Dans l'exemple de la figure 5.6, on souhaite transvaser le fluide de la bouteille accumulatrice vers une bouteille de récupération.

Hypothèse :

La bouteille de récupération nettoyée et tirée au vide est raccordée à la bouteille accumulatrice. Les robinets **R1** et **R2** étant ouverts, il y a migration du fluide de la BRL vers la bouteille de récupération.

Le fluide transféré est du **R 134 a**, la température ambiante est de **20 °C**. Les 2 contenants comportant un fluide saturant, les pressions vont rapidement s'équilibrer à la valeur de **5,72 bar**. Sans aucun artifice, le transfert est donc vite interrompu.

Pour que le transfert se poursuive, il est nécessaire d'avoir recours à l'une des opérations suivantes :

- ▶ maintenir un écart de température (la BRL devant être à une température supérieure),
- ▶ utiliser une pompe à fluide frigorigène liquide (figure 5.7),
- ▶ utiliser un groupe de récupération,
- ▶ dégazer la bouteille de récupération par différents procédés (les dégazages à l'atmosphère sont maintenant interdits),
- ▶ mettre la bouteille à vidanger en surpression.

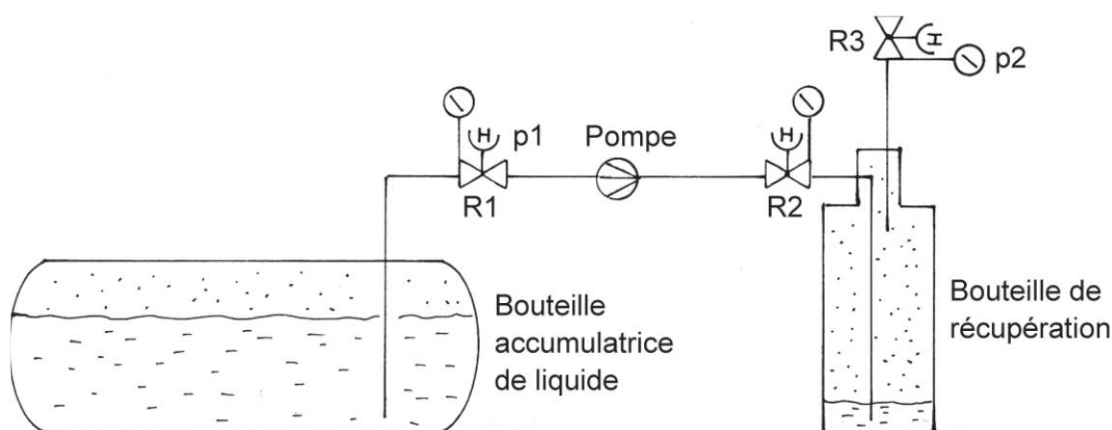


Figure 5.7 Transfert de fluide frigorigène liquide par pompe

Remarque

La récupération en phase liquide est la plus rapide.
La récupération en phase liquide par pompe est généralement limitée aux grosses installations.

■ Récupération de fluide frigorigène en phase gazeuse à partir d'un groupe de récupération

La figure 5.8 détaille le raccordement pour une récupération de fluide frigorigène en phase gazeuse.

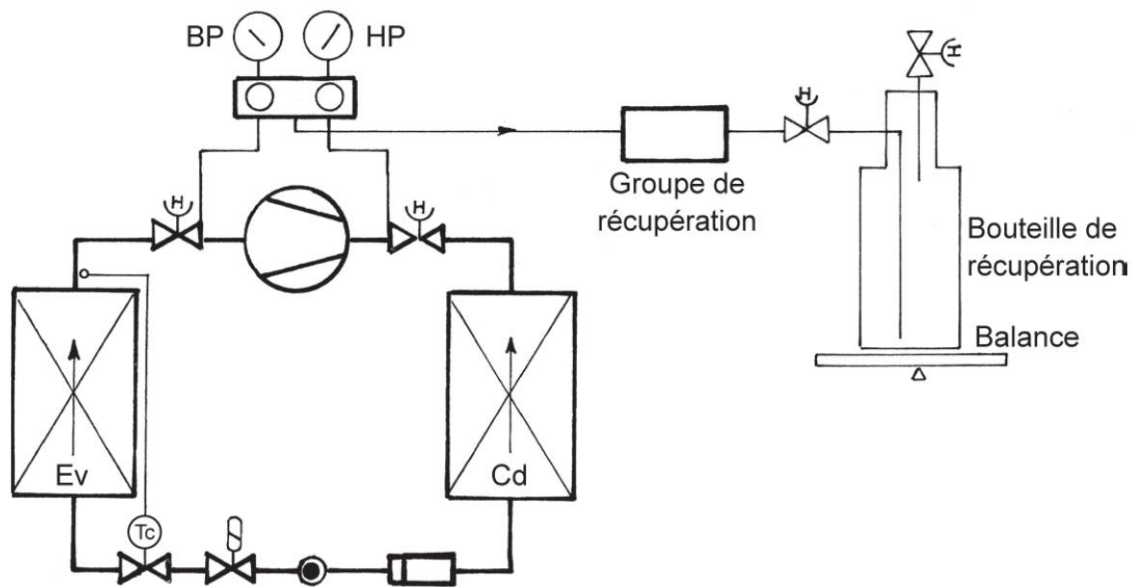


Figure 5.8 Principe du raccordement fluide lors d'une récupération en phase gazeuse

Les vannes de service doivent être en position intermédiaire.

L'électrovanne liquide doit être alimentée.

Dans le cas de refroidissement de liquide (eau glacée par exemple), il convient de prendre toutes les précautions pour éviter la prise en glace.

Le transvasement gazeux est lent.

Le fluide récupéré est exempt d'huile et d'impuretés solides.

Lors du dégazage de la bouteille de récupération (figure 5.9), les vannes de service du compresseur sont en position intermédiaire, les vannes du bipasse sont ouvertes ainsi que les robinets R1 et R2 et R3.

Le procédé décrit ici est le plus rapide.

La figure 5.10 montre la photo d'un groupe de transfert à pistons secs utilisé pour le transfert du R 404 A. Ce groupe permet les performances suivantes :

- ▶ 15,6 kg/h en phase gazeuse,
- ▶ 111 kg/h en phase liquide directe,
- ▶ 373,2 kg/h en phase liquide par mise en surpression de l'installation.

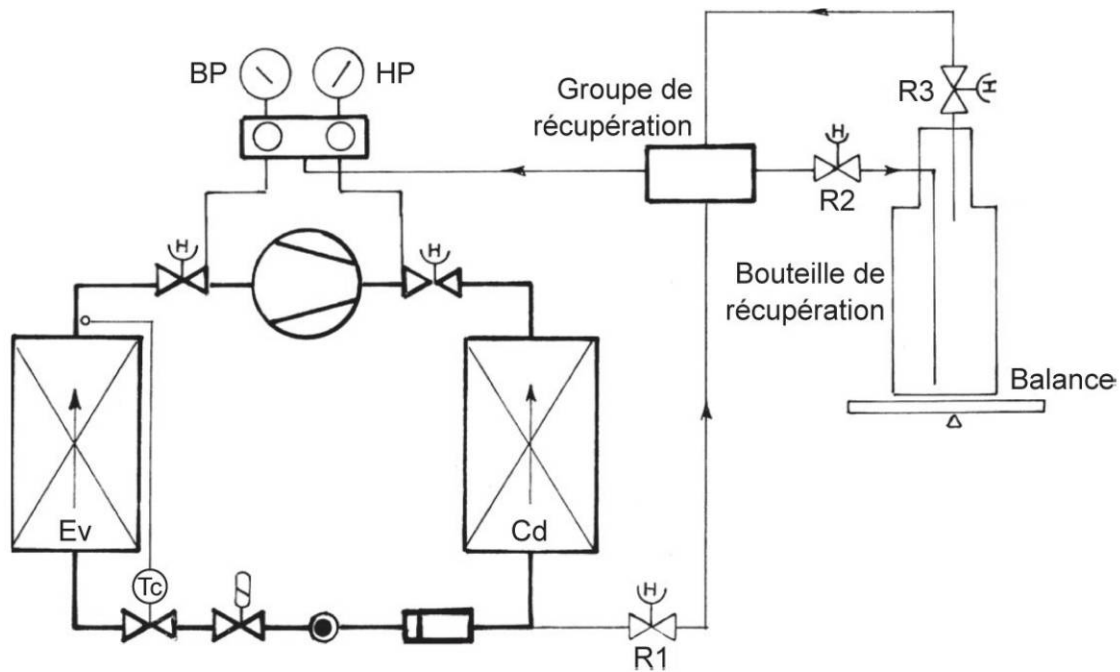


Figure 5.9 Transfert de fluide frigorigène liquide avec dégazage de la bouteille de récupération



Figure 5.10 Groupe de transfert à pistons secs (Doc. Galaxair)

■ Emballages destinés à la récupération des fluides frigorigènes

La figure 5.11 présente un document accompagnant un emballage de récupération.

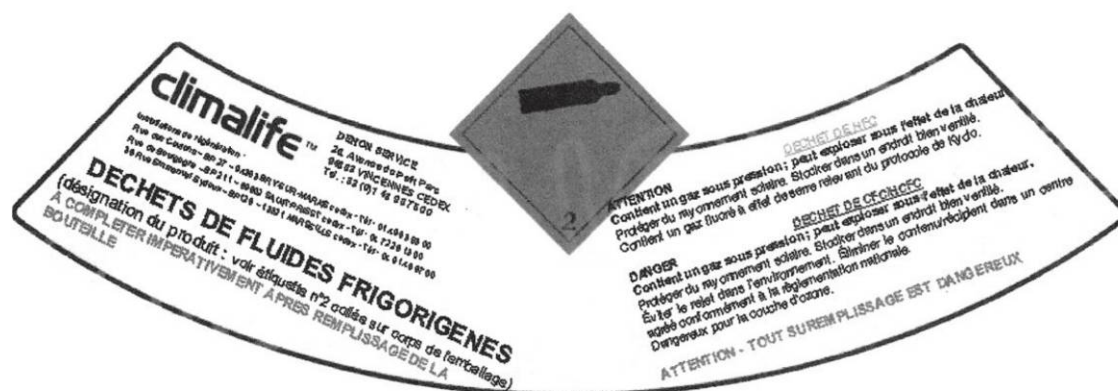


Figure 5.11 Document d'accompagnement d'un emballage de récupération de fluide frigorigène (Doc. Climalife)

Lors d'un transvasement dans une bouteille de récupération, la pesée doit être systématique afin de ne pas dépasser la charge maximale indiquée.

■ Récupération de fluides zéotropes

Les fluides zéotropes sont des mélanges. Certains composants sont plus volatils que d'autres.

Lors d'une récupération en phase gazeuse, si plusieurs bouteilles de récupération sont nécessaires, les premières seront les plus riches en fluide volatil.

Les pourcentages des différents fluides composant ce zéotrope seront donc modifiés.

La récupération en phase liquide permet de conserver les pourcentages respectifs.

5.6.2 Régénération de fluide frigorigène

Au terme du règlement CE 1005-2009 du 16 septembre 2009, la régénération correspond au retraitement d'une substance réglementée récupérée afin de présenter des performances équivalentes à celles d'une substance vierge, compte tenu de l'usage prévu.

■ Exemples pratiques de régénération

- Après analyse par un laboratoire spécialisé, le fluide présente un niveau de pollution excessif ; il est régénéré puis réinjecté dans l'installation.

- ▶ Grillage d'un moteur hermétique ou semi-hermétique.
- ▶ Récupération d'un fluide et régénération en vue de sa réutilisation sur le même site.
- ▶ Récupération d'un fluide et régénération en vue de sa revente.

■ Différences entre régénération et recyclage

Un fluide régénéré est un fluide qui aura subi un retraitement profond afin d'écarter tout risque de présence de mélange de fluides, de particules solides, d'eau, de polluants, de gaz incondensables, et des opérations de retitrage pour garantir la pureté minimale nécessaire. Il ne s'agit donc pas seulement de simples opérations de filtrage.

Tout produit régénéré doit répondre à des critères spécifiques et doit faire l'objet de contrôle laboratoire afin de présenter des performances équivalentes à celles d'une substance vierge.

La régénération doit être effectuée dans une installation sur un site répondant aux exigences ICPE. Enfin, il doit être étiqueté comme tel et l'étiquette doit comporter des mentions précises comme par exemple l'adresse de l'installation de régénération.

En outre, à défaut de remplir ces critères, on ne peut pas parler de régénération mais on parlera de recyclage défini par le règlement susmentionné comme une réutilisation d'une substance réglementée récupérée à la suite d'une opération de nettoyage de base.

La différence de notion était particulièrement importante jusqu'au **31 décembre 2014** car un HCFC régénéré pouvait être mis sur le marché à titre gratuit ou onéreux jusqu'à cette date alors que cela était déjà interdit pour un HCFC recyclé, qui pouvait seulement être rechargé dans l'installation dont il provenait ou dans une installation appartenant au même client.

■ Label « fluide régénéré »

Le label « fluide régénéré » n'est généralement délivré que par un laboratoire spécialisé.

Cependant, on trouve actuellement sur le marché des appareils analyseurs. Certains donnent des résultats binaires : le fluide est réutilisable ou ne l'est pas. D'autres donnent les pourcentages des différents fluides, par exemple pour le R 404 A : 52 % de R 143 a, 44 % de R 125 et 4 % de R 134 a.

Quant au recyclage, il peut être fait sur place par des machines spécifiques ; les contrôles par un laboratoire ne sont plus alors nécessaires.

■ Exemple de principe de fonctionnement

Le fonctionnement décrit ici correspond à la machine présentée en figure 5.12.



Figure 5.12 Machine de régénération (Doc. Galaxair)

La régénération se fait en une seule passe dans la machine. Le fluide frigorigène entre dans l'unité en phase liquide. Un premier filtre protège la machine contre les grosses impuretés solides. Le fluide frigorigène est distillé dans une bouteille, puis entre dans une grande chambre de séparation où la vitesse est radicalement réduite. Au cours de cette phase,

tous les contaminants, comme l'huile, l'humidité, les copeaux de cuivre, le carbone, les acides, tombent au fond du séparateur et seront évacués pendant la phase de vidange. La vapeur distillée est condensée dans un condenseur à air où le fluide est liquéfié. Les incondensables peuvent être également évacués. Enfin, le liquide passe à travers un filtre spécial, puis dans la bouteille de récupération, ce qui nécessite de contrôler le poids de celle-ci afin de ne pas la sur-remplir. Suivant les modèles, le débit est compris entre 15 et 75 kg/h. C'est une donnée importante, pour limiter le temps d'arrêt des installations.

Remarque

Pour les **CFC** (R 11, R 12, etc.), la commercialisation est interdite depuis le 1^{er} octobre 2000. Leur utilisation pour la maintenance est interdite depuis le 31 décembre 2000.

Pour les **HCFC** (neufs, régénérés et recyclés), leur utilisation est interdite en installation neuve ainsi que pour les opérations de dépannage ou de maintenance depuis le 1^{er} janvier 2015.

5.7 Rinçage des circuits

Avant la prise de conscience environnementale liée à la destruction de l'ozone par le chlore, le fluide le plus utilisé pour le rinçage des circuits était le **R 11**. Ce fluide est maintenant interdit.

Certains fluides de rinçage utilisés actuellement présentent quelques inconvénients : influence sur l'environnement ; danger pour le personnel ; faible volatilité, ce qui peut poser des problèmes d'élimination lors des tirages au vide ; etc.

Certaines machines de régénération permettant la réinjection du liquide dans l'installation assurent le rinçage efficace de l'installation.

Cette solution est la plus économique en termes de coût et de temps.

5.8 Exemples de fluides frigorigènes adaptés à différentes applications

Tableau 5.5 Domaine d'application des différents fluides frigorigènes

Applications	Fluides frigorigènes adaptés
Climatiseur de fenêtre, PAC de faible puissance, petit split	R 407 C ; R 410 A HFO (en cours de développement)
Multi split, DRV	R 410 A HFO (en cours de développement)
Armoire de climatisation	R 407 C ; R 410 A HFO-1234ze
Groupe à eau glacée avec compresseur à piston ou scroll	R 134 a ; R 410 A HFO-L41 (en développement)
Groupe à eau glacé avec compresseur à vis	R 134 a ; R 407 C HFO-1234ze et HFO-L20 (en développement).
Groupe à eau glacée avec compresseur centrifuge	R 134 a HFO-1234ze HFO-1233zd
PAC haute température	R 410 A (< 50 °C) ; R 407 C HFO-1234ze
PAC très haute température	CO ₂ (en supercritique) Cascade R 410 A / R 134 a HFO-1234ze

5.9 Tableaux donnant la relation pression-température de quelques fluides frigorigènes utilisés en traitement de l'air

Nous nous limiterons ici aux fluides suivants :

- ▶ R 22,
- ▶ R 134 a,
- ▶ R 404 A,
- ▶ R 407 C,
- ▶ R 410 A,
- ▶ R 744.

5.9.1 Relation pression-température du R 22 à l'état saturant

Tableau 5.6 Relation pression-température du R 22 à l'état saturant
(θ : température de saturation en °C ; p : pression absolue du fluide saturant en bar)

θ	p	θ	p	θ	p	θ	p
-60	0,37	-29	1,71	2	5,31	33	12,9
-59	0,40	-28	1,76	3	5,48	34	13,2
-58	0,42	-27	1,87	4	5,66	35	13,5
-57	0,44	-26	1,93	5	5,84	36	13,9
-56	0,47	-25	2,01	6	6,03	37	14,2
-55	0,50	-24	2,10	7	6,22	38	14,6
-54	0,52	-23	2,18	8	6,41	39	15,0
-53	0,55	-22	2,27	9	6,61	40	15,3
-52	0,58	-21	2,36	10	6,81	41	15,7
-51	0,61	-20	2,45	11	7,02	42	16,1
-50	0,64	-19	2,55	12	7,23	43	16,5
-49	0,68	-18	2,65	13	7,45	44	16,9
-48	0,71	-17	2,75	14	7,67	45	17,3
-47	0,75	-16	2,85	15	7,89	46	17,7
-46	0,80	-15	2,96	16	8,12	47	18,1
-45	0,83	-14	3,07	17	8,36	48	18,6
-44	0,87	-13	3,19	18	8,60	49	19,0
-43	0,91	-12	3,30	19	8,85	50	19,4
-42	0,96	-11	3,42	20	9,10	51	19,9
-41	1,00	-10	3,55	21	9,36	52	20,3
-40	1,05	-9	3,67	22	9,62	53	20,8
-39	1,10	-8	3,81	23	9,89	54	21,3
-38	1,15	-7	3,94	24	10,2	55	21,8
-37	1,21	-6	4,08	25	10,4	56	22,2
-36	1,26	-5	4,22	26	10,7	57	22,7
-35	1,32	-4	4,36	27	11,0	58	23,2
-34	1,38	-3	4,51	28	11,3	59	23,8
-33	1,44	-2	4,66	29	11,6	60	24,3
-32	1,50	-1	4,82	30	11,9	61	24,7
-31	1,57	0	4,98	31	12,2	62	25,2
-30	1,64	1	5,14	32	12,6	63	25,6

Remarque

L'usage du R 22 est régi par le règlement européen n° 1005/2009 du 16 septembre 2009.

Le R 22, même régénéré ou recyclé, est totalement interdit à partir du 1^{er} janvier 2015.

5.9.2 Relation pression-température du R 134 a à l'état saturant

Tableau 5.7 Relation pression-température du R 134 a à l'état saturant
(θ : température de saturation en °C ; p : pression absolue du fluide saturant en bar)

θ	p	θ	p	θ	p	θ	p
-40	0,51	-10	2,01	20	5,72	50	13,2
-39	0,54	-9	2,09	21	5,90	51	13,5
-38	0,57	-8	2,17	22	6,08	52	13,9
-37	0,6	-7	2,25	23	6,27	53	14,2
-36	0,63	-6	2,34	24	6,46	54	14,6
-35	0,66	-5	2,43	25	6,65	55	14,9
-34	0,69	-4	2,53	26	6,85	56	15,3
-33	0,73	-3	2,62	27	7,06	57	15,7
-32	0,77	-2	2,72	28	7,27	58	16,0
-31	0,80	-1	2,82	29	7,48	59	16,4
-30	0,84	0	2,93	30	7,70	60	16,8
-29	0,88	1	3,04	31	7,93	61	17,2
-28	0,93	2	3,15	32	8,15	62	17,6
-27	0,97	3	3,26	33	8,39	63	18,0
-26	1,02	4	3,38	34	8,63	64	18,5
-25	1,06	5	3,50	35	8,87	65	18,9
-24	1,11	6	3,62	36	9,12	66	19,3
-23	1,16	7	3,75	37	9,37	67	19,8
-22	1,22	8	3,88	38	9,63	68	20,2
-21	1,27	9	4,01	39	9,90	69	20,7
-20	1,33	10	4,15	40	10,2	70	21,2
-19	1,39	11	4,29	41	10,4	71	21,6
-18	1,45	12	4,43	42	10,7	72	22,1
-17	1,51	13	4,58	43	11,0	73	22,6
-16	1,57	14	4,73	44	11,3	74	23,1
-15	1,64	15	4,88	45	11,6	75	23,6
-14	1,71	16	5,04	46	11,9	76	24,2
-13	1,78	17	5,21	47	12,2	77	24,7
-12	1,85	18	5,37	48	12,5	78	25,2
-11	1,93	19	5,54	49	12,9	79	25,8

5.9.3 Relation pression-température du R 404 A à l'état saturant

Tableau 5.8 Relation pression-température du R 404 A à l'état saturant
(θ : température en °C ; $p(l)$: pression absolue du liquide saturé en bar ;
 $p(v)$: pression absolue de la vapeur saturée en bar)

θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$
-60	0,51	0,48	-30	2,10	2,04	0	6,15	6,04	30	14,3	14,2
-59	0,54	0,51	-29	2,19	2,13	1	6,34	6,24	31	14,7	14,6
-58	0,57	0,54	-28	2,28	2,22	2	6,54	6,43	32	15,1	14,9
-57	0,60	0,57	-27	2,37	2,31	3	6,75	6,64	33	15,5	15,3
-56	0,63	0,60	-26	2,47	2,40	4	6,96	6,85	34	15,8	15,7
-55	0,66	0,64	-25	2,57	2,50	5	7,17	7,06	35	16,2	16,1
-54	0,70	0,67	-24	2,67	2,60	6	7,39	7,28	36	16,6	16,5
-53	0,74	0,71	-23	2,77	2,70	7	7,62	7,50	37	17,1	16,9
-52	0,78	0,74	-22	2,88	2,81	8	7,84	7,73	38	17,5	17,3
-51	0,82	0,78	-21	2,99	2,92	9	8,06	7,96	39	17,9	17,7
-50	0,86	0,82	-20	3,10	3,03	10	8,32	8,20	40	18,3	18,2
-49	0,90	0,87	-19	3,22	3,15	11	8,58	8,44	41	18,8	18,6
-48	0,94	0,91	-18	3,34	3,26	12	8,82	8,69	42	19,2	19,1
-47	0,99	0,95	-17	3,46	3,39	13	9,07	8,95	43	19,7	19,5
-46	1,04	1,00	-16	3,59	3,51	14	9,33	9,21	44	20,2	20,0
-45	1,09	1,05	-15	3,72	3,64	15	9,60	9,47	45	20,6	20,5
-44	1,14	1,10	-14	3,86	3,77	16	9,87	9,74	46	21,1	21,0
-43	1,20	1,15	-13	3,99	3,91	17	10,2	10,0	47	21,6	21,4
-42	1,25	1,21	-12	4,13	4,05	18	10,4	10,3	48	22,1	21,9
-41	1,31	1,27	-11	4,28	4,19	19	10,7	10,6	49	22,6	22,5
-40	1,37	1,33	-10	4,43	4,34	20	11,0	10,9	50	23,1	23,0
-39	1,44	1,39	-9	4,58	4,49	21	11,3	11,2	51	23,7	23,5
-38	1,50	1,45	-8	4,74	4,65	22	11,6	11,5	52	24,2	24,0
-37	1,57	1,52	-7	4,90	4,81	23	11,9	11,8	53	24,7	24,6
-36	1,64	1,59	-6	5,07	4,97	24	12,3	12,1	54	25,3	25,2
-35	1,71	1,66	-5	5,23	5,14	25	12,6	12,5	55	25,9	25,7
-34	1,78	1,73	-4	5,41	5,31	26	12,9	12,8	56	26,4	26,3
-33	1,86	1,80	-3	5,59	5,49	27	13,3	13,1	57	27,0	26,9
-32	1,94	1,88	-2	5,77	5,67	28	13,6	13,5	58	27,6	27,5
-31	2,02	1,96	-1	5,99	5,85	29	14,0	13,8	59	28,2	28,1

5.9.4 Relation pression-température du R 407 C à l'état saturant

Tableau 5.9 Relation pression-température du R 407 C à l'état saturant
(θ : température en °C ; $p(l)$: pression absolue du liquide saturant en bar ;
 $p(v)$: pression absolue de la vapeur saturée en bar)

θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$	θ	$p(l)$	$p(v)$
-40	1,201	0,850	-11	3,912	3,023	18	9,812	8,290	47	20,67	18,45
-39	1,262	0,893	-10	4,051	3,140	19	10,09	8,542	48	21,16	18,91
-38	1,321	0,938	-9	4,190	3,261	20	10,38	8,855	49	21,65	19,39
-37	1,382	0,985	-8	4,345	3,386	21	10,67	9,074	50	22,17	19,89
-36	1,445	1,034	-7	4,492	3,514	22	10,97	9,344	51	22,67	20,38
-35	1,511	1,085	-6	4,653	3,646	23	11,27	9,621	52	23,20	20,89
-34	1,583	1,138	-5	4,812	3,782	24	11,59	9,912	53	23,73	21,40
-33	1,655	1,192	-4	4,981	3,921	25	11,99	10,24	54	24,26	21,92
-32	1,724	1,249	-3	5,142	4,065	26	12,23	10,52	55	24,81	22,45
-31	1,798	1,308	-2	5,326	4,213	27	12,56	10,81	56	25,37	23,24
-30	1,871	1,369	-1	5,504	4,364	28	12,92	11,11	57	25,95	23,56
-29	1,952	1,432	0	5,683	4,520	29	13,24	11,43	58	26,51	24,13
-28	2,034	1,498	1	5,870	4,680	30	13,59	11,77	59	27,12	24,70
-27	2,126	1,566	2	6,062	4,845	31	13,96	12,09	60	27,69	25,29
-26	2,219	1,636	3	6,253	5,014	32	14,32	12,43	61	28,35	25,89
-25	2,307	1,709	4	6,465	5,187	33	14,68	12,78	62	28,91	26,55
-24	2,392	1,785	5	6,660	5,365	34	15,06	13,13	63	29,54	27,12
-23	2,495	1,863	6	6,876	5,548	35	15,45	13,50	64	30,18	27,75
-22	2,598	1,943	7	7,091	5,735	36	15,84	13,86	65	30,82	28,46
-21	2,691	2,026	8	7,312	5,927	37	16,24	14,24	66	31,47	29,06
-20	2,803	2,113	9	7,534	6,124	38	16,65	14,62	67	32,13	29,73
-19	2,916	2,201	10	7,764	6,327	39	17,07	15,01	68	32,81	30,42
-18	3,020	2,293	11	8,002	6,534	40	17,49	15,41	69	33,49	31,11
-17	3,141	2,388	12	8,243	6,746	41	17,92	15,83	70	34,19	31,82
-16	3,260	2,486	13	8,492	6,964	42	18,37	16,25	71	34,91	32,55
-15	3,385	2,587	14	8,741	7,187	43	18,81	16,66	72	35,61	33,30
-14	3,510	2,691	15	9,004	7,415	44	19,27	17,09	73	36,35	34,04
-13	3,636	2,798	16	9,263	7,649	45	19,72	17,54	74	37,08	34,81
-12	3,773	2,909	17	9,532	7,889	46	20,19	17,99	75	37,83	35,61

5.9.5 Relation pression-température du R 410 A à l'état saturant

Tableau 5.10 Relation pression-température du R 410 A à l'état saturant
(θ : température en °C ; p : pression absolue en bar)

θ	p	θ	p	θ	p	θ	p
-54	0,929	-25	3,347	4	9,041	33	20,179
-53	0,977	-24	3,478	5	9,320	34	20,692
-52	1,027	-23	3,613	6	9,606	35	21,214
-51	1,079	-22	3,751	7	9,898	36	21,747
-50	1,134	-21	3,894	8	10,198	37	22,290
-49	1,190	-20	4,041	9	10,504	38	22,843
-48	1,248	-19	4,193	10	10,817	39	23,406
-47	1,309	-18	4,348	11	11,137	40	23,981
-46	1,372	-17	4,508	12	11,464	41	24,565
-45	1,438	-16	4,673	13	11,798	42	25,161
-44	1,506	-15	4,842	14	12,140	43	25,787
-43	1,576	-14	5,016	15	12,489	44	26,385
-42	1,649	-13	5,194	16	12,846	45	27,014
-41	1,725	-12	5,378	17	13,210	46	27,654
-40	1,803	-11	5,566	18	13,582	47	28,306
-39	1,884	-10	5,759	19	13,962	48	29,970
-38	1,968	-9	5,957	20	14,350	49	29,645
-37	2,054	-8	6,161	21	14,747	50	30,333
-36	2,144	-7	6,370	22	15,151	51	31,033
-35	2,237	-6	6,584	23	15,564	52	31,745
-34	2,333	-5	6,803	24	15,985	53	32,469
-33	2,432	-4	7,029	25	16,415	54	33,207
-32	2,534	-3	7,259	26	16,854	55	33,957
-31	2,640	-2	7,496	27	17,301	56	34,720
-30	2,749	-1	7,738	28	17,758	57	35,497
-29	2,861	0	7,986	29	18,223	58	36,287
-28	2,977	1	8,241	30	18,698	59	37,091
-27	3,097	2	8,501	31	19,182	60	37,908
-26	3,220	3	8,768	32	19,676	61	38,739

Ce fluide zéotrope a un très faible glissement ($g = 0,05$ K sous 1,013 bar), qui est donc négligé ici.

5.9.6 Relation pression-température du R 744 (CO₂) à l'état saturant

Tableau 5.11 Relation pression-température du R 744 à l'état saturant
(θ : température du fluide à l'état saturant en C ; p : pression absolue du fluide saturant en bar)

θ	p	θ	p	θ	p
-56	5,31	-26	16,3	4	38,7
-55	5,55	-25	16,8	5	39,7
-54	5,78	-24	17,4	6	40,7
-53	6,04	-23	17,9	7	41,8
-52	6,29	-22	18,5	8	42,8
-51	6,56	-21	19,1	9	43,9
-50	6,83	-20	19,7	10	45,0
-49	7,11	-19	20,3	11	46,1
-48	7,40	-18	20,9	12	47,3
-47	7,70	-17	21,6	13	48,5
-46	8,01	-16	22,2	14	49,6
-45	8,33	-15	22,9	15	50,9
-44	8,65	-14	23,6	16	52,1
-43	8,99	-13	24,3	17	53,3
-42	9,33	-12	25,0	18	54,6
-41	9,69	-11	25,7	19	55,9
-40	10,0	-10	26,5	20	57,3
-39	10,4	-9	27,2	21	58,6
-38	10,8	-8	28,0	22	60,0
-37	11,2	-7	28,8	23	61,4
-36	11,6	-6	29,6	24	62,8
-35	12,0	-5	30,4	25	64,3
-34	12,4	-4	31,3	26	65,8
-33	12,9	-3	32,1	27	67,3
-32	13,3	-2	33,0	28	68,9
-31	13,8	-1	33,9	29	70,5
-30	14,3	0	34,8	30	72,1
-29	14,8	1	35,8	31	73,7
-28	15,3	2	36,7	32	73,8
-27	15,8	3	37,7		

6

Types de climatisations

6.1 Généralités

Les différents types de climatisations peuvent être classés suivant les catégories suivantes :

- ▶ les systèmes à détente directe,
- ▶ les systèmes tout air,
- ▶ les systèmes tout eau,
- ▶ les systèmes mixtes,
- ▶ les systèmes VRV,
- ▶ les autres systèmes.

Les fabricants proposent des gammes de plus en plus variées et polyvalentes.

6.2 Les systèmes à détente directe

La chaleur est prélevée sur l'air à refroidir à partir d'un échangeur fluide frigorigène / air. Les puissances de ces différents systèmes sont généralement faibles ou moyennes, chaque fabricant développant des matériels spécifiques. On trouve différents systèmes à détente directe :

- ▶ les climatiseurs de fenêtre,
- ▶ les climatiseurs mobiles,
- ▶ les climatiseurs monoblocs,
- ▶ les climatiseurs à éléments séparés.

6.2.1 Les climatiseurs de fenêtre

Avantages :

- ▶ Les climatiseurs de fenêtre sont d'un prix très compétitif.
- ▶ Ils sont alimentés en monophasé 230 V.
- ▶ Leur installation est très rapide si les réservations dans les façades ont été prévues (figure 6.1).

Inconvénients :

- ▶ À l'extérieur des bâtiments, leur esthétique n'est pas favorable.
- ▶ L'air du local n'est pas brassé de façon homogène.
- ▶ Leur niveau de pression acoustique est quelquefois élevé.
- ▶ La filtration de l'air y est sommaire.
- ▶ Ils ne permettent pas le contrôle de l'hygrométrie.

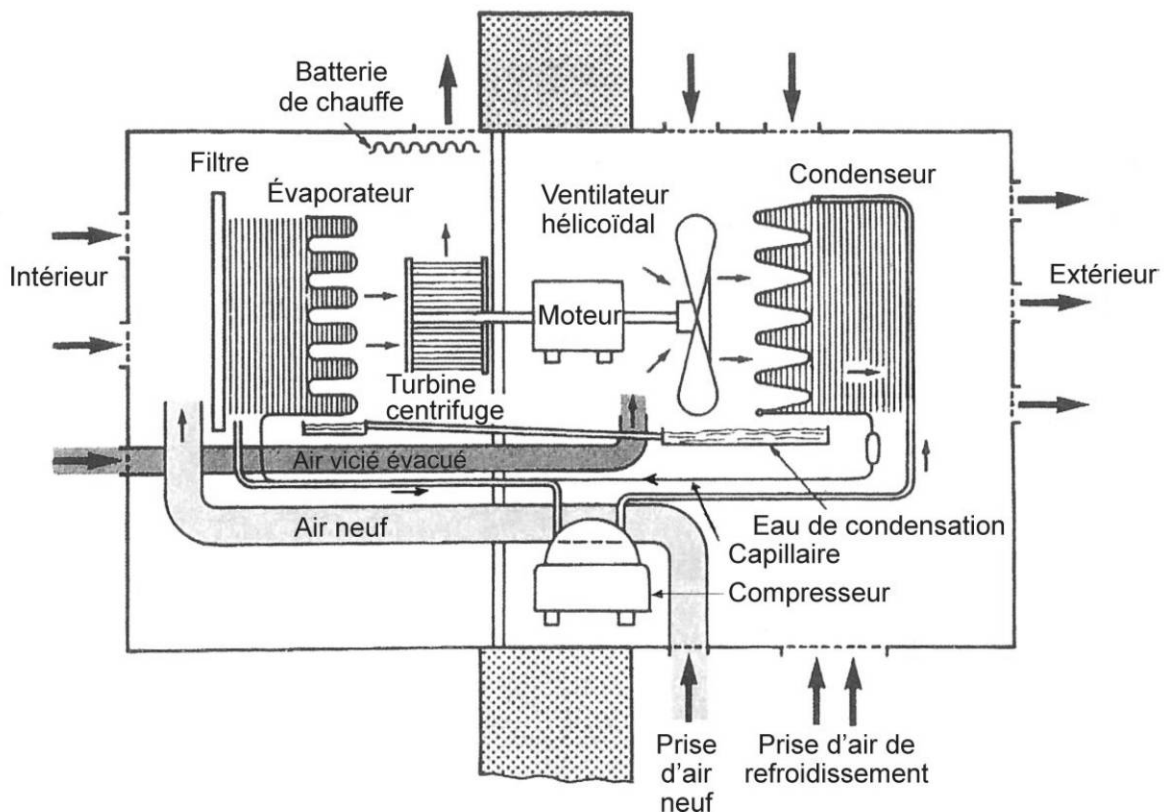


Figure 6.1 Schéma de principe d'un climatiseur de fenêtre

En résumé, ces climatiseurs sont donc installés lorsqu'il est souhaité un rafraîchissement de l'ambiance sans exigence de précision.

6.2.2 Les climatiseurs individuels mobiles

Ces appareils permettent la déshumidification et le refroidissement (figure 6.2). Ils comportent un bac de récupération des condensats. Une alarme sonore et/ou visuelle indique le niveau maximum, l'appareil est alors mis automatiquement à l'arrêt lorsque le bac qui réceptionne les condensats est plein. Certains appareils permettent l'évacuation automatique des condensats.

Cet appareil à l'avantage d'être mobile et de ne poser pratiquement aucun problème d'installation et de mise en route.

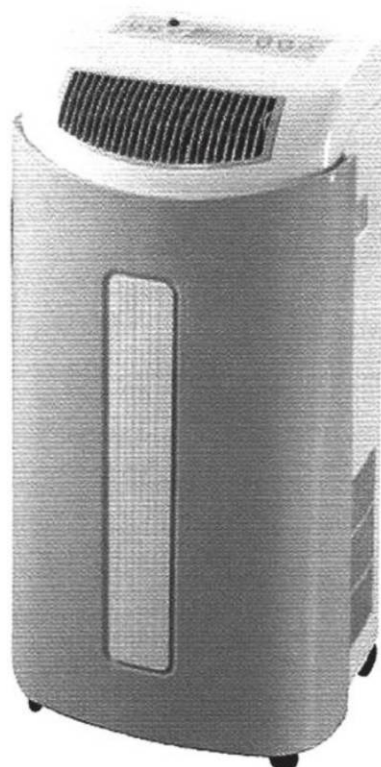


Figure 6.2 Climatiseur mobile (Doc. Technibel)

Ces appareils doivent être raccordés avec l'extérieur par une gaine souple afin de permettre l'évacuation de la chaleur de condensation.

Ce rejet de l'air de condensation conduit à mettre le local en dépression. La compensation se fait par les huisseries et les différentes aérations, ce qui est pénalisant sur le plan énergétique. Certains fabricants proposent la reprise et le rejet de l'air de condensation par gaines souples, ce qui est préférable sur le plan énergétique.

6.2.3 Les climatiseurs monoblocs à condensation par eau

Les climatiseurs monoblocs ont pour principal avantage d'être faciles à installer. Ils sont généralement équipés de ventilateurs à plusieurs vitesses. Ils peuvent permettre le chauffage et le refroidissement (figure 6.3).

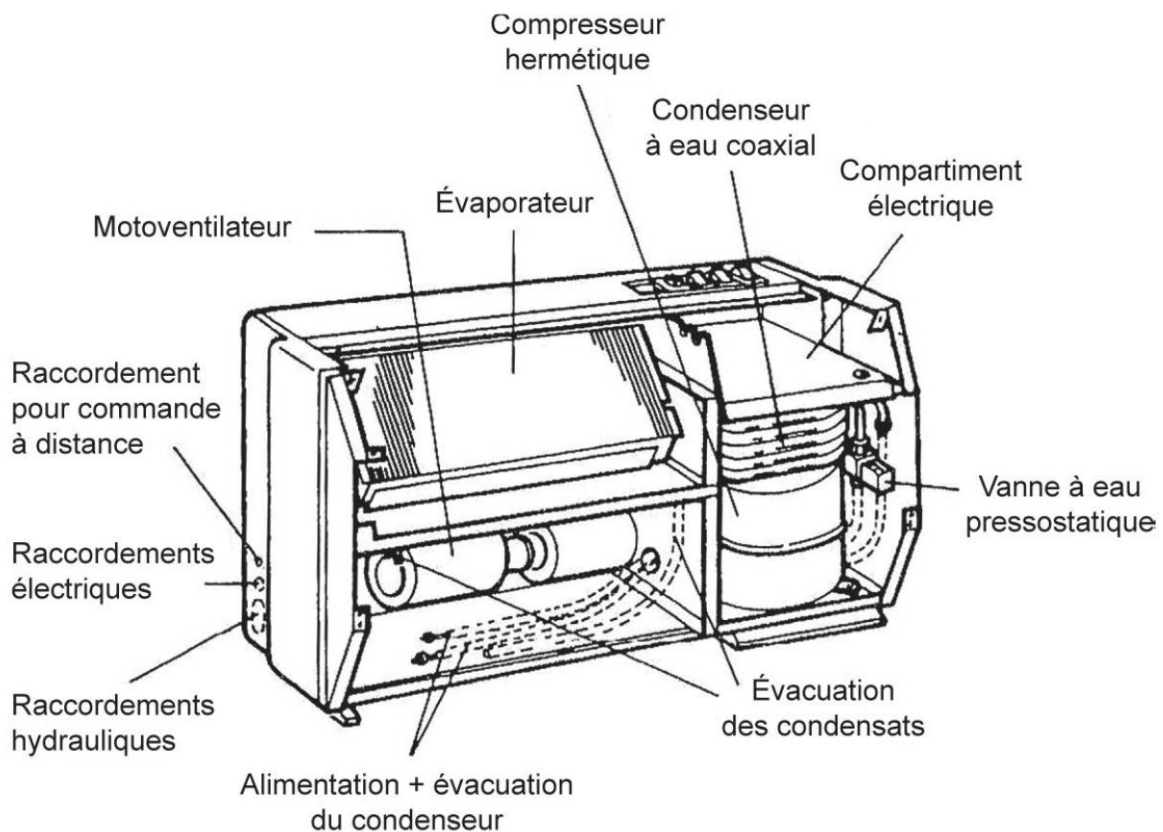


Figure 6.3 Climatiseur monobloc à condensation par eau

6.2.4 Les climatiseurs à éléments séparés

Le gros avantage de ce système est que la principale source de bruit est extérieure au local climatisé. Ce choix technologique implique généralement de grandes longueurs des tuyauteries liquide et d'aspiration ce qui induit des pertes de charge significatives, il en découle une dégradation du rendement énergétique de la machine (figures 6.4 à 6.7).

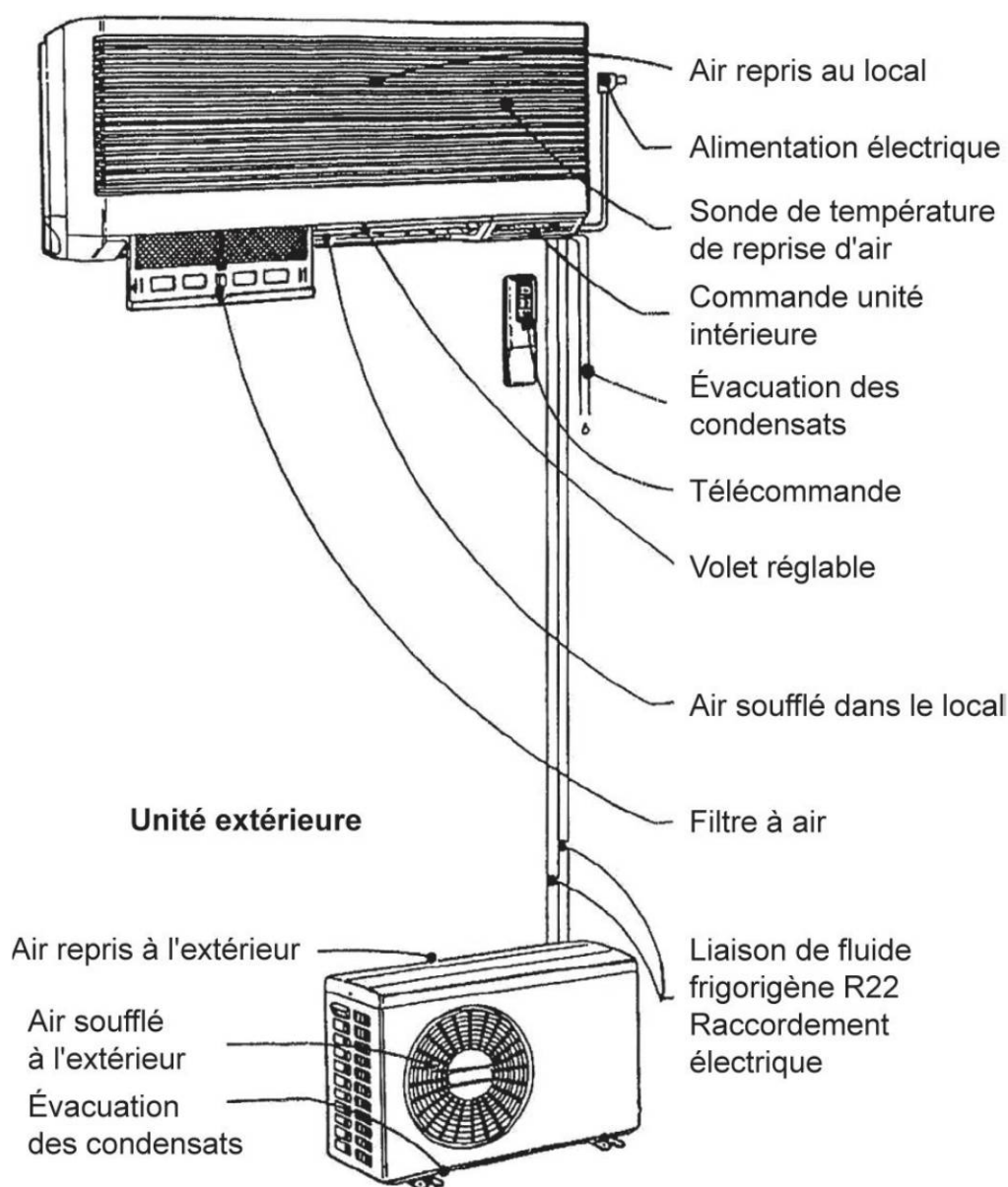


Figure 6.4 Vue d'ensemble d'une installation à éléments séparés à un point de froid (monosplit)

Les unités terminales peuvent être :

- ▶ de type mural,
- ▶ de type console,
- ▶ de type cassette à 1, 2 ou 4 voies, cette unité est alors incorporée au faux plafond,
- ▶ de type gainable, cette unité est alors logée dans le faux plafond.

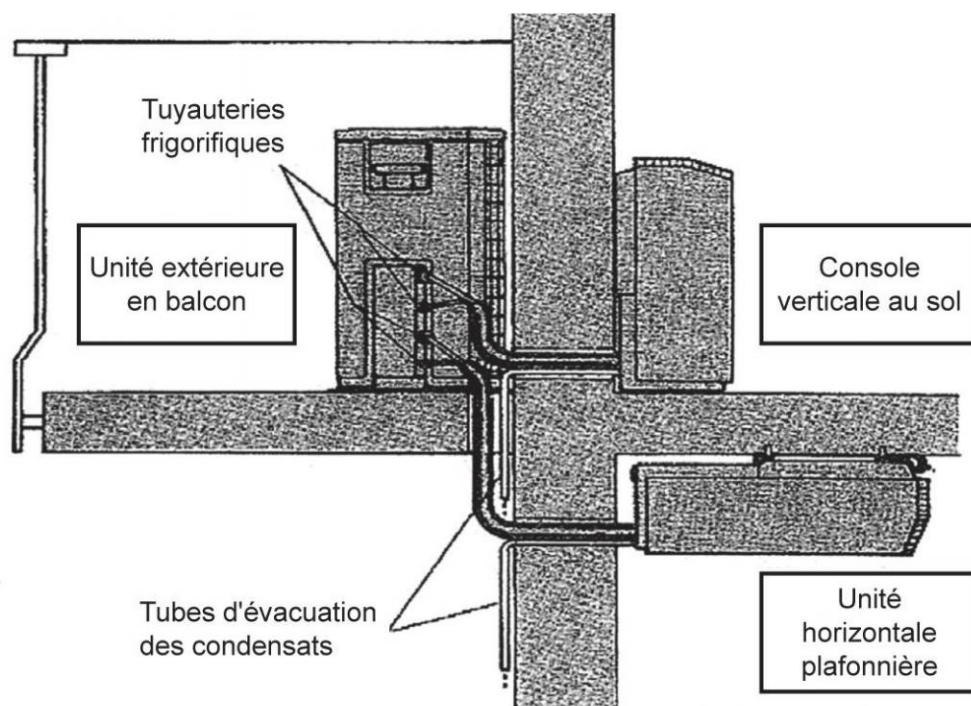


Figure 6.5 Exemple d'unité extérieure raccordée à 2 unités intérieures

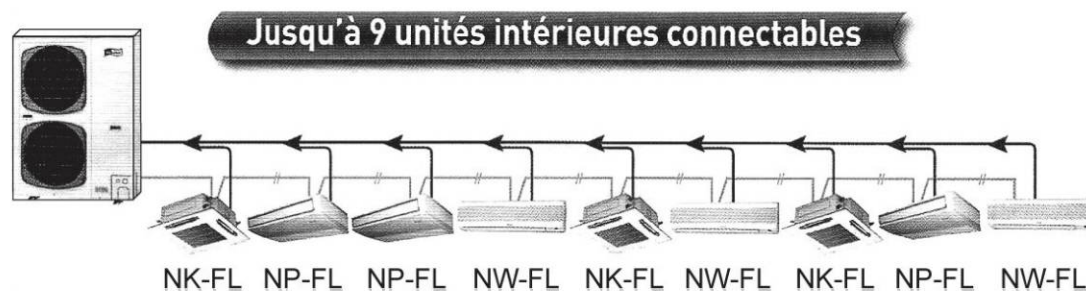


Figure 6.6 Unité extérieure pouvant être raccordée jusqu'à 9 unités intérieures (Doc. Airwell)

Remarque

Le nombre d'unités intérieures raccordables à l'unité extérieure est de plus en plus important.

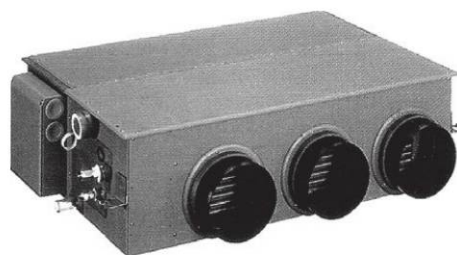


Figure 6.7 Vue d'une unité gainable (Doc. Airwell)

6.3 Les climatiseurs de toiture

Les climatiseurs de toiture sont des ensembles monoblocs capables de filtrer, refroidir, déshumidifier ou chauffer de l'air (figures 6.8 et 6.9). La partie chauffage du système peut être réalisée par les moyens suivants :

- ▶ électrique,
- ▶ eau chaude,
- ▶ gaz,
- ▶ pompe à chaleur.

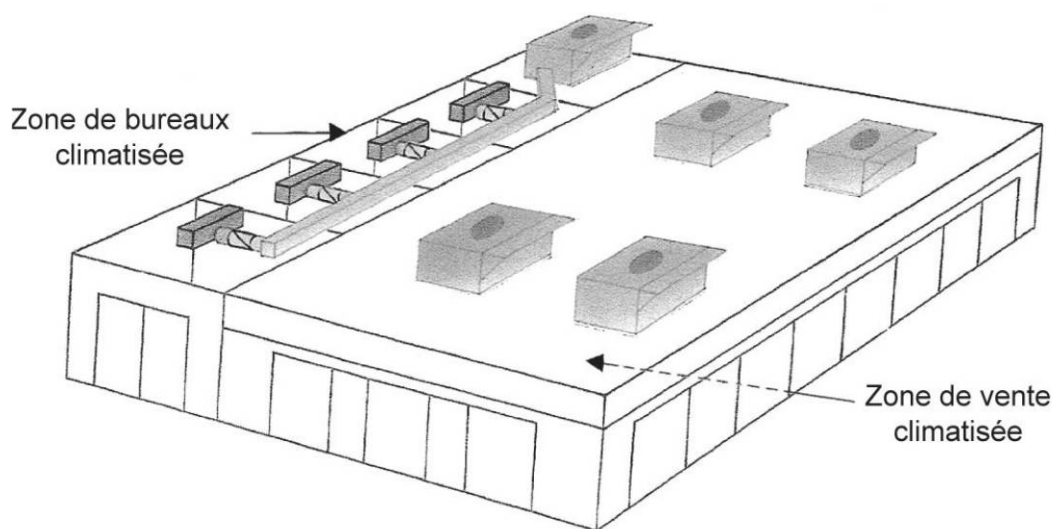


Figure 6.8 Exemple d'implantation de climatiseurs de toiture (Doc. Carrier)

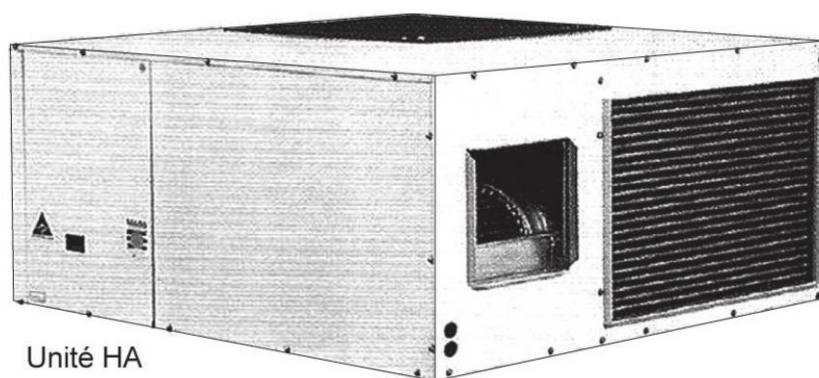


Figure 6.9 Climatiseurs de toiture (Doc. Airwell)

Les climatiseurs de toiture sont fréquemment utilisés dans les locaux commerciaux (supermarchés, hypermarchés, etc.).

Avantages :

- ▶ la mise en œuvre est facile et rapide,
- ▶ la salle des machines (consommatrice de m^2) disparaît,
- ▶ lors d'intervention (dépannage ou maintenance), il n'en découle pas de gêne pour les occupants.

Inconvénients :

- ▶ le poids de ces matériels nécessite une terrasse conçue en conséquence,
- ▶ ce matériel bien que conçu pour l'extérieur a une durée de vie généralement inférieure au matériel installé à l'intérieur,
- ▶ la manutention afférente à la mise en place de ces matériels en terrasse peut quelquefois s'avérer compliquée et coûteuse.

Certains fabricants proposent une gamme allant de 10 à 100 kW froid.

6.4 Les armoires de climatisation

La gamme des armoires de climatisation est très vaste (figures 6.10 à 6.12).
Différentes variantes possibles :

- ▶ refroidissement seul à partir d'une batterie à détente directe,
- ▶ refroidissement seul à partir d'une batterie à eau glacée,
- ▶ refroidissement et chauffage, le chauffage pouvant être assuré par des batteries électriques ou une batterie à eau chaude,
- ▶ refroidissement, chauffage et contrôle de l'hygrométrie,
- ▶ le soufflage peut être par le haut (cas de climatisation classique), ou par le bas ; l'air traité est alors soufflé dans un plénum, ce qui est classique en salle informatique. On parle alors d'armoire à soufflage inversé,

- ▶ armoire monobloc,
- ▶ armoire avec élément séparé, le condenseur seul peut être extérieur, le compresseur et le condenseur peuvent aussi être extérieurs,
- ▶ la régulation peut être tout ou rien, analogique (de moins en moins souvent) ou numérique communicante,
- ▶ la gamme de puissance est par ailleurs très grande,
- ▶ la batterie froide peut être à détente directe ou à eau glacée,
- ▶ le niveau d'efficacité de la filtration peut par ailleurs être adapté à l'application.

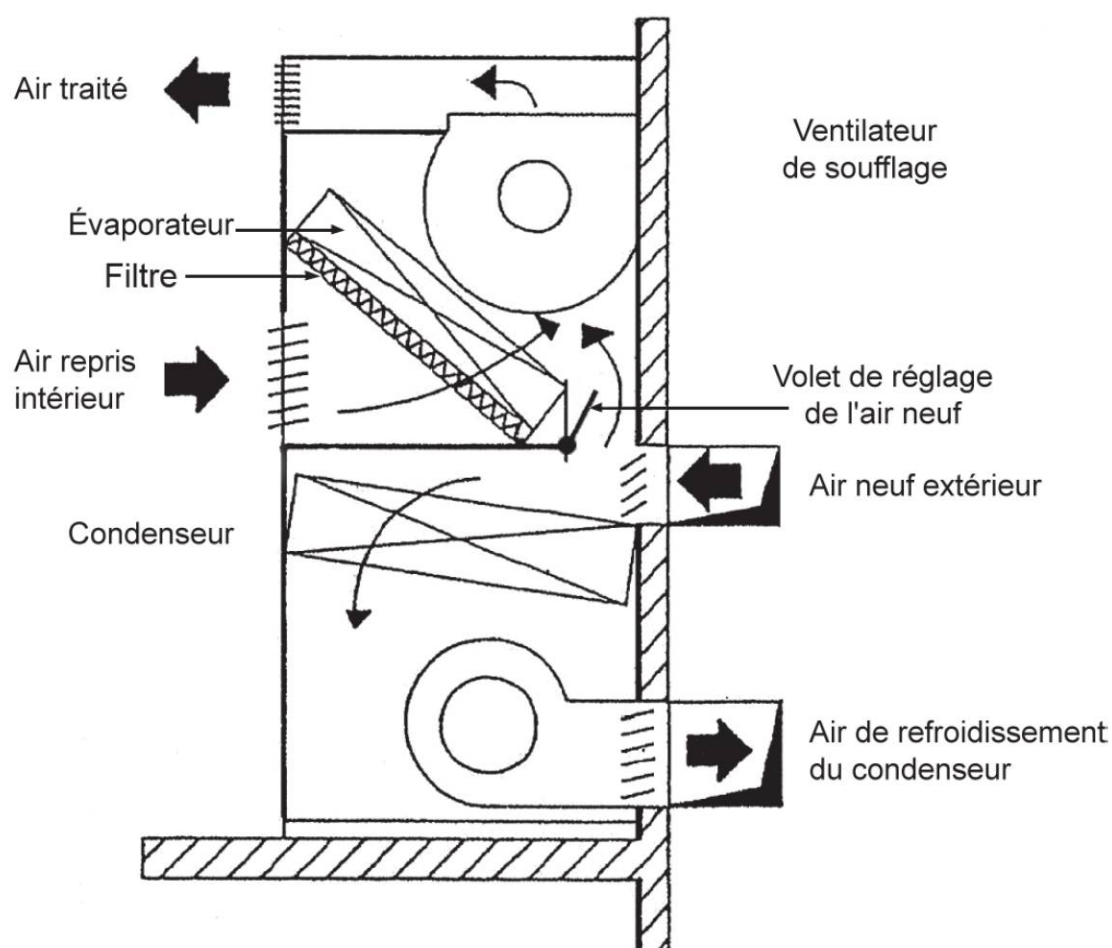


Figure 6.10 Armoire monobloc à condensation par air

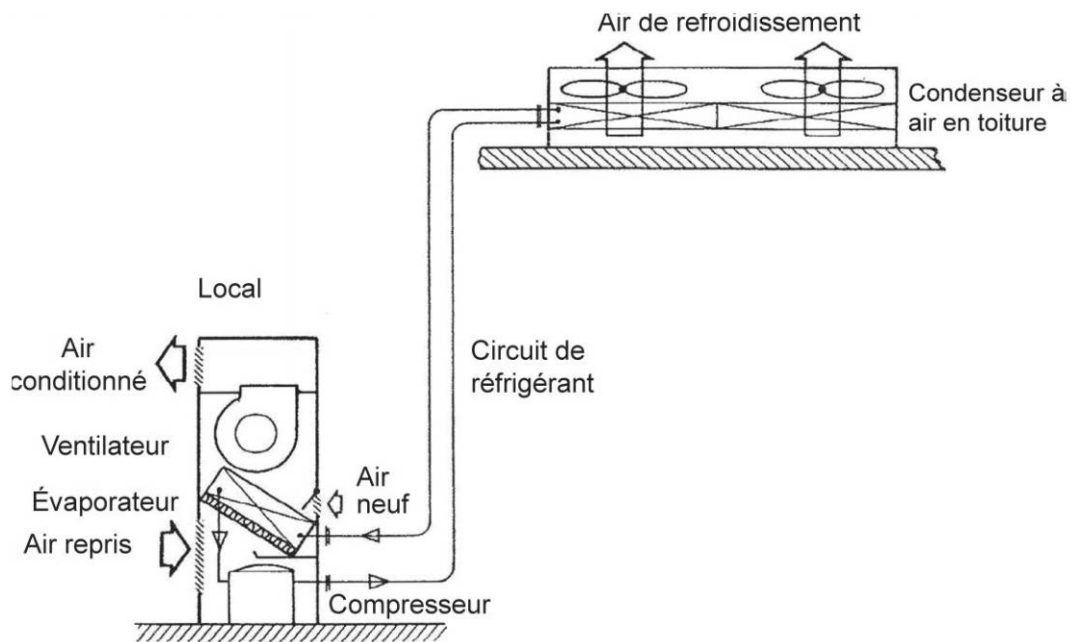


Figure 6.11 Armoire de climatisation avec condenseur à air extérieur

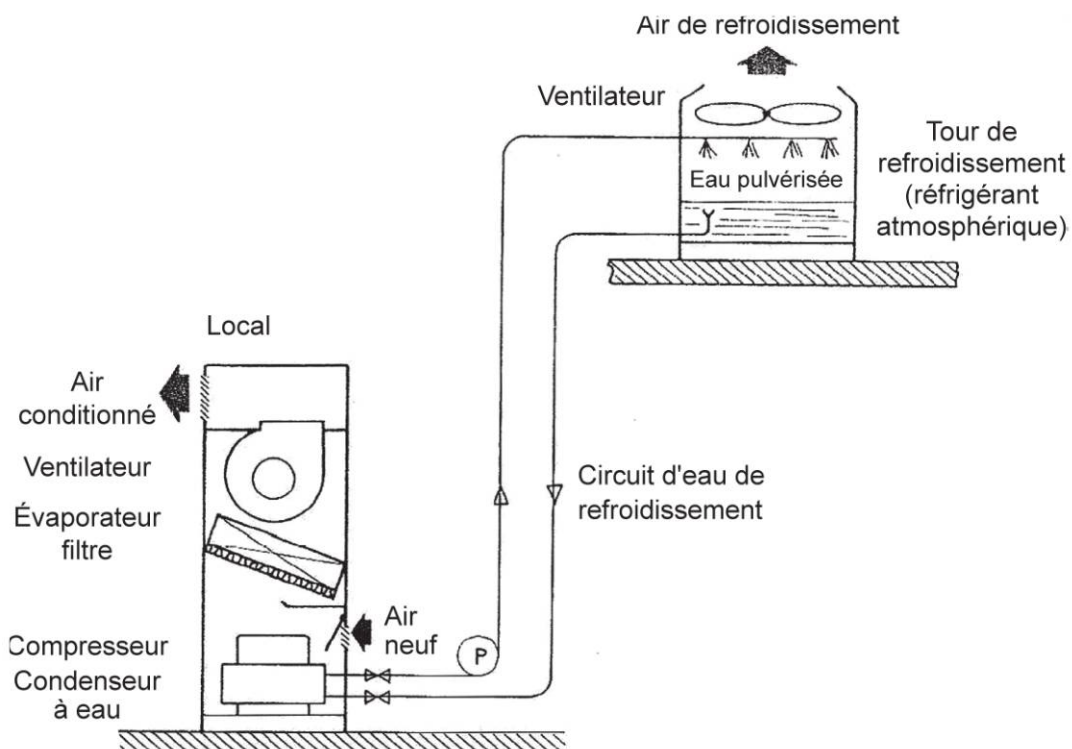


Figure 6.12 Armoire de climatisation à condensation par eau, l'eau étant refroidie par une tour de refroidissement

6.4.1 Armoire de climatisation à condensation par eau

Prenons l'exemple d'une armoire de climatisation à condensation par eau pour salle informatique (soufflage inversé). L'eau de condensation est refroidie par un aéroréfrigérant. Le contrôle de la haute pression est assuré par des vannes à eau pressostatiques (**rep. 9 et 10**, figure 6.13). Cette armoire comporte une batterie (**rep. 12**) permettant le refroidissement gratuit (aux frais de pompe près !) lorsque les conditions le permettent ; cette batterie est souvent appelée batterie de récupération.

La batterie est irriguée lorsque la température de l'eau émanant de l'aéroréfrigérant est inférieure à la température de l'air de reprise.

Le comparateur « 7 » compare les températures « 5 » et « 6 », lorsque $\theta_6 > \theta_5$, le comparateur envoie un signal au servomoteur « 8 », la voie NO se ferme et la voie NF s'ouvre, la batterie est alors bippassée.

Inversement, lorsque $\theta_6 < \theta_5$, l'eau de l'aéroréfrigérant a un pouvoir de refroidissement, le servomoteur ne reçoit pas de signal, la voie NF est alors fermée et la batterie est irriguée.

La figure 6.13 donne le schéma de principe de la partie hydraulique.

6.4.2 Armoire de climatisation à condensation par air

La régulation de la batterie de récupération de la figure 6.14 est analogue à celle décrite dans l'exemple précédent.

Le gros avantage de la technologie du flux inversé (soufflage dans le plénum faux plancher) réside dans la possibilité de déplacer, de modifier ou d'augmenter le parc informatique sans problème, le faux plancher étant constitué de dalles amovibles.

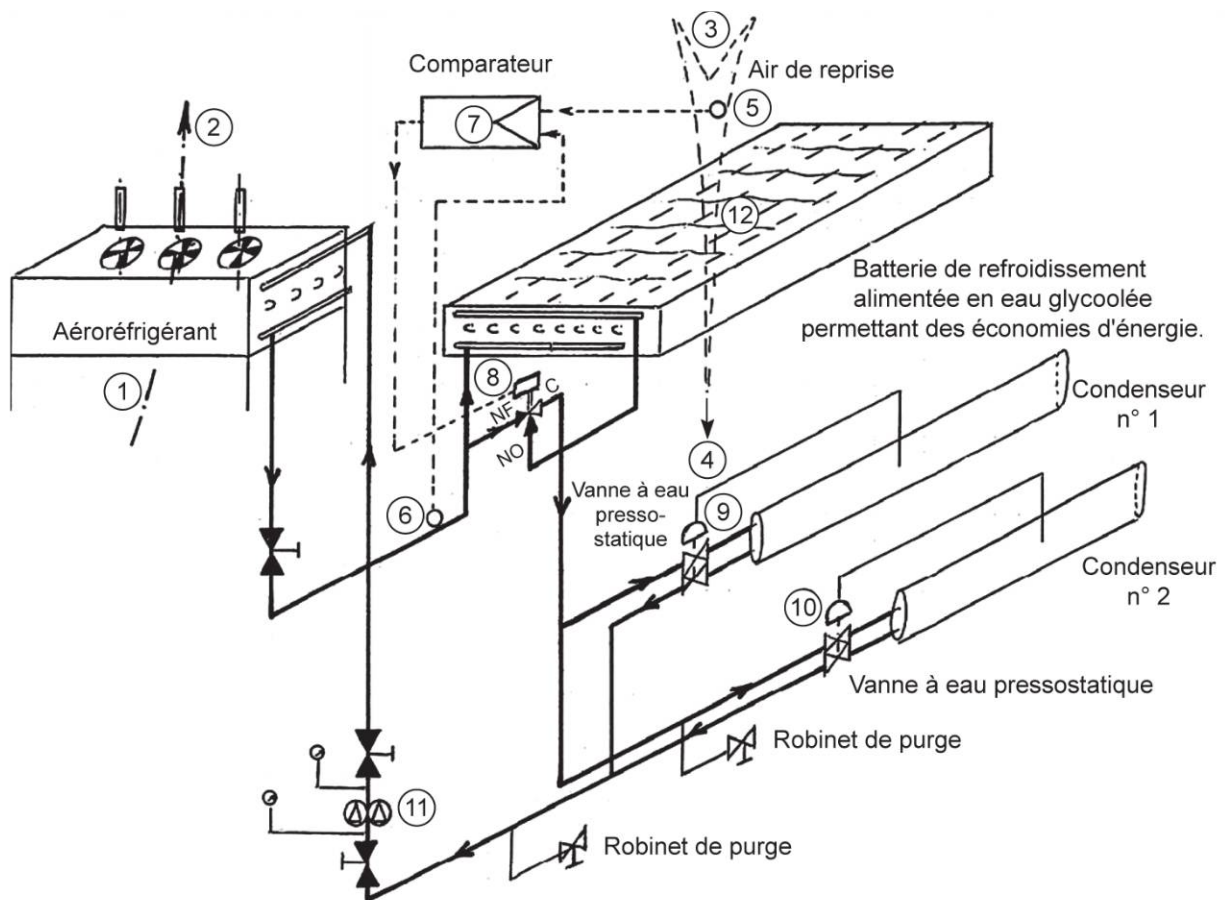


Figure 6.13 Circuit hydraulique complet d'une armoire de climatisation à condensation par eau.
L'eau est refroidie par un aéroréfrigérant

1-2 : circulation de l'air dans l'aéroréfrigérant ; **3-4** : air de reprise dans la batterie de récupération ; **5** : sonde de température de l'air de reprise ; **6** : sonde de température de l'eau au départ de l'aéroréfrigérant ; **7** : comparateur ; **8** : servomoteur de la vanne 3 voies permettant ou non le bipassage de la batterie de récupération ; **9-10** : vannes à eau pressostatiques ; **11** : pompes ; **12** : batterie permettant le refroidissement par l'eau de l'aéroréfrigérant (batterie de récupération).

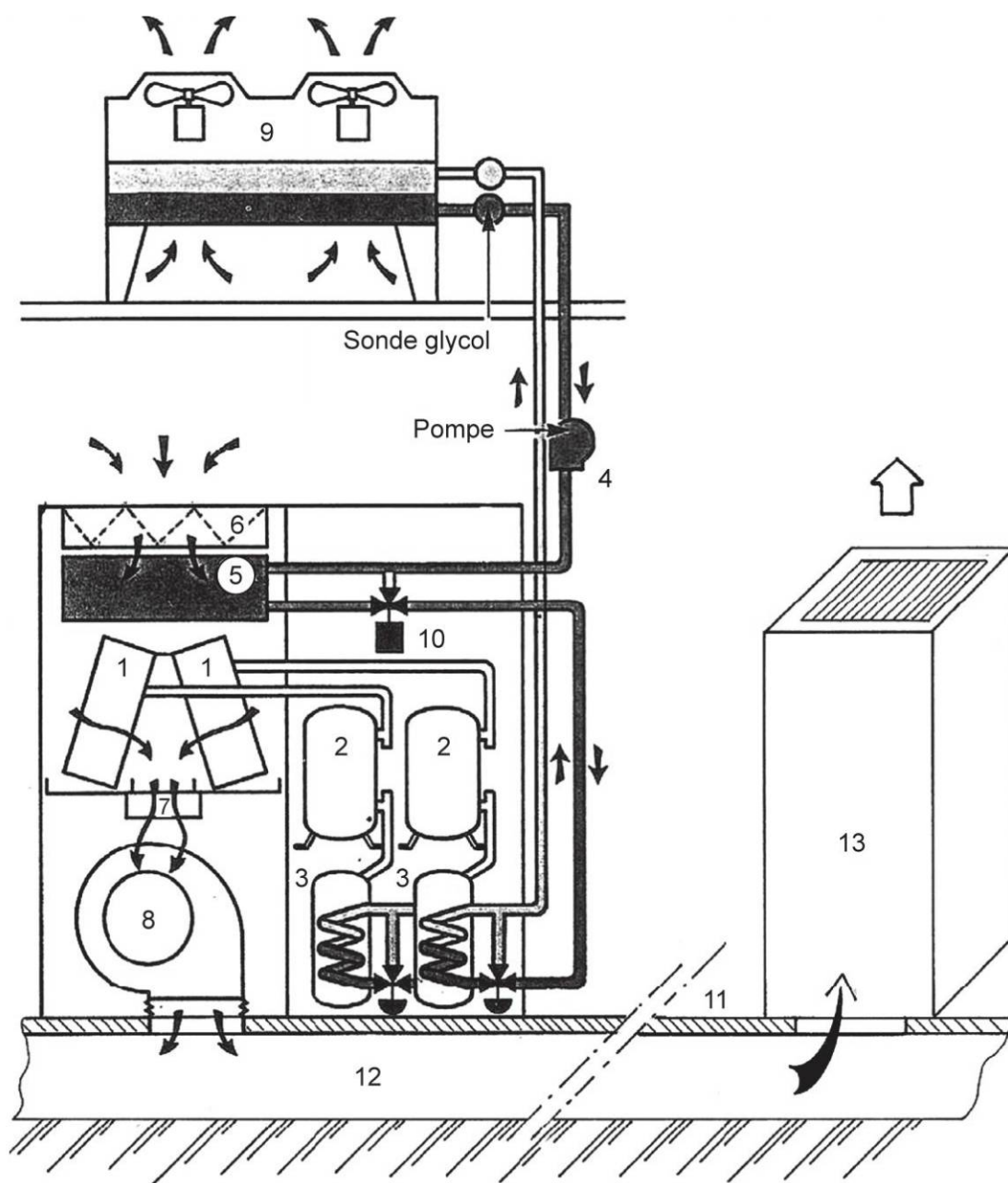


Figure 6.14 Schéma de principe fluide (circuit à eau glycolée et circuits frigorifiques) d'une armoire analogue à l'exemple précédent (Doc. CIAT)

- 1** : batteries à détente directe ; **2** : compresseurs ; **3** : condenseurs à eau ; **4** : pompe à eau glycolée ; **5** : batterie de récupération ; **6** : filtre à air ; **7** : batterie de chauffage électrique ; **8** : ventilateur ; **9** : aéroréfrigérant ; **10** : vanne 3 voies permettant la régulation de la batterie de récupération ; **11** : faux plancher ; **12** : plénum en surpression contenant l'air traité ; **13** : matériel informatique nécessitant un refroidissement.

6.5 Les pompes à chaleur

6.5.1 Généralités

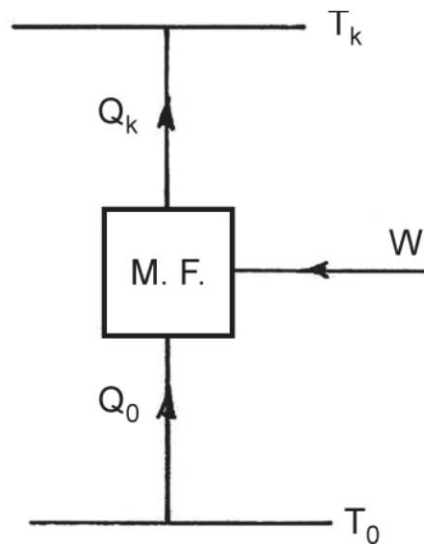


Figure 6.15 Schéma de principe d'une machine thermodynamique

Le travail fourni, W , permet de déplacer la chaleur d'un niveau thermique bas (T_0) à un autre niveau plus élevé (T_k).

Différentes possibilités de ces machines :

Hypothèse 1 : L'énergie Q_0 est seule utilisée, on parle alors de machine frigorifique.

Coefficient de performance frigorifique $E_f = Q_0 / [Q_k - Q_0]$

Coefficient de performance frigorifique idéal $E_f(\text{id}) = T_0 / [T_k - T_0]$

Hypothèse 2 : L'énergie Q_k est seule utilisée, on parle alors de pompe à chaleur.

Coefficient de performance calorifique $E_c = Q_k / [Q_k - Q_0]$

Coefficient de performance calorifique idéal $E_c(\text{id}) = T_k / [T_k - T_0]$

Hypothèse 3 : Les énergies Q_k et Q_0 sont utilisées simultanément, on parle alors de thermo frigo pompes.

Coefficient de performance $E_{c,f} = [Q_k + Q_0] / [Q_k - Q_0]$

Coefficient de performance idéal $E_{c,f}(\text{id}) = [T_k + T_0] / [T_k - T_0]$

Remarque

Le quotient Q_0/W est souvent appelé *effet frigorifique*.

Le quotient Q_k/W est souvent appelé *effet calorifique*.

À conditions de marche égales, l'effet calorifique est supérieur d'une unité à l'effet frigorifique (à effet frigorifique nul, l'effet calorifique est égal à 1).

Notons également que plus les écarts de température entre T_k (température de condensation) et T_0 (température d'évaporation) sont faibles et plus les performances d'une machine thermodynamique sont élevées (figure 6.16).

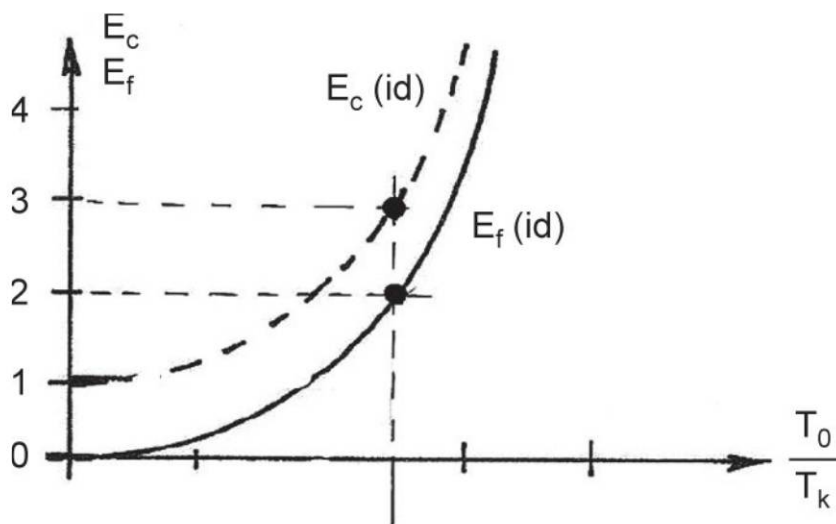


Figure 6.16 Graphe comparant les effets frigorifiques et calorifiques

Pour des conditions de marche données, si l'effet frigorifique est de 2, l'effet calorifique est de 3.

La machine figure 6.17 absorbe une puissance de 1 kW, prélève dans la nappe phréatique 3 kW et cède donc 4 kW au fluide de condensation. L'effet calorifique de cette machine est donc de $4/1 = 4$.

Dans l'hypothèse d'un chauffage électrique, la consommation d'énergie est donc divisée par 4.

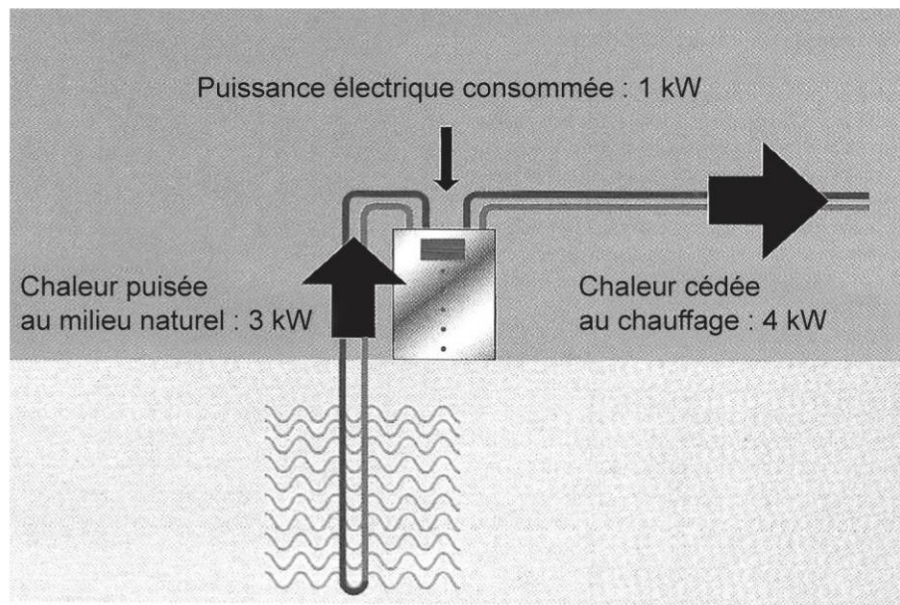


Figure 6.17 Schéma de principe d'une pompe à chaleur eau / eau (Doc Viessmann)

6.5.2 Types de pompes à chaleur

■ Pompe à chaleur air/air

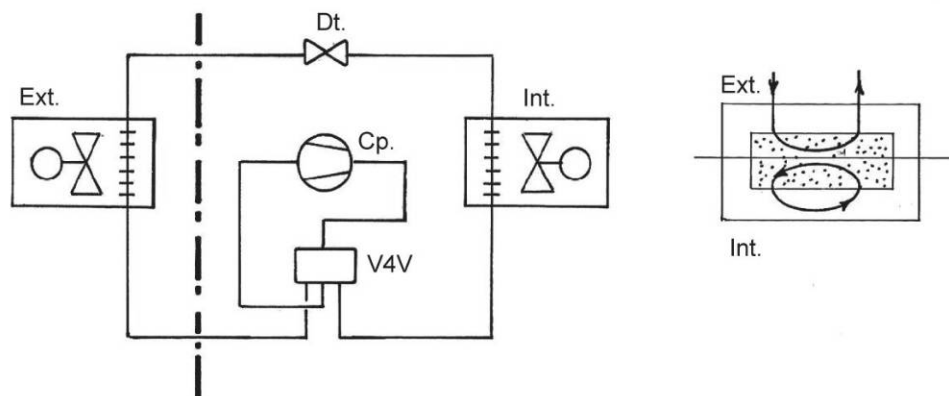


Figure 6.18 Schéma de principe d'une pompe à chaleur air/air réversible

Ces pompes à chaleur (PAC) sont simples à installer. L'effet calorifique de ces machines devenant faible aux basses températures extérieures, un appoint est nécessaire, elles sont équipées d'un système de dégivrage (qui est souvent l'inversion du cycle).

■ Pompe à chaleur eau/air

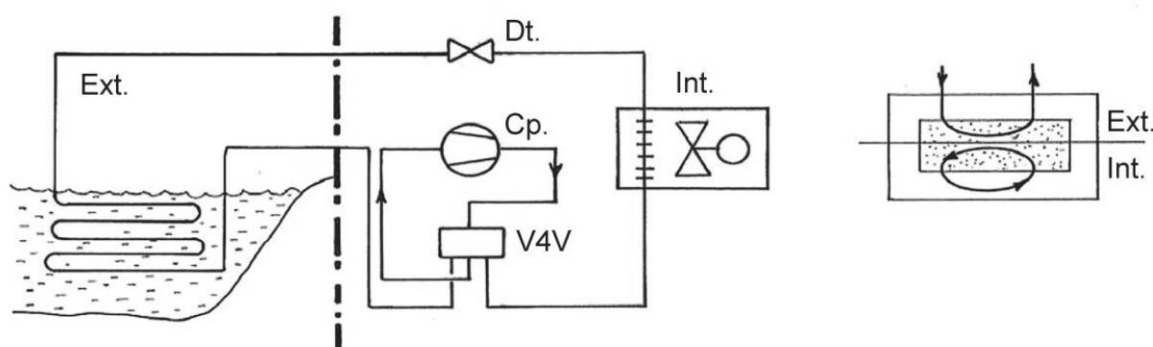


Figure 6.19 Schéma de principe d'une pompe à chaleur réversible eau/air

Ces pompes à chaleur sont plus coûteuses à l'installation, par contre leur coefficient de performance énergétique est bon et relativement stable.

■ Pompe à chaleur eau/eau

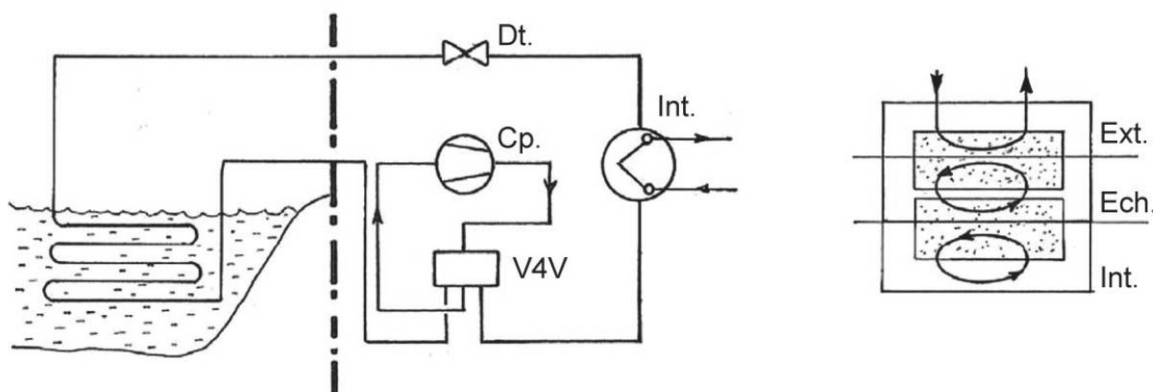


Figure 6.20 Schéma de principe d'une pompe à chaleur eau/eau réversible

Ces pompes à chaleur présentent de bons coefficients de performance énergétique, elles permettent le stockage d'eau glacée (fluide frigoporteur) ou d'eau chaude (fluide caloporteur).

Avec ce type de machine, des fabricants garantissent des effets calorifiques de 5 pour une nappe phréatique à 10 °C et une température de départ de 35 °C.

■ Pompe à chaleur sol/air

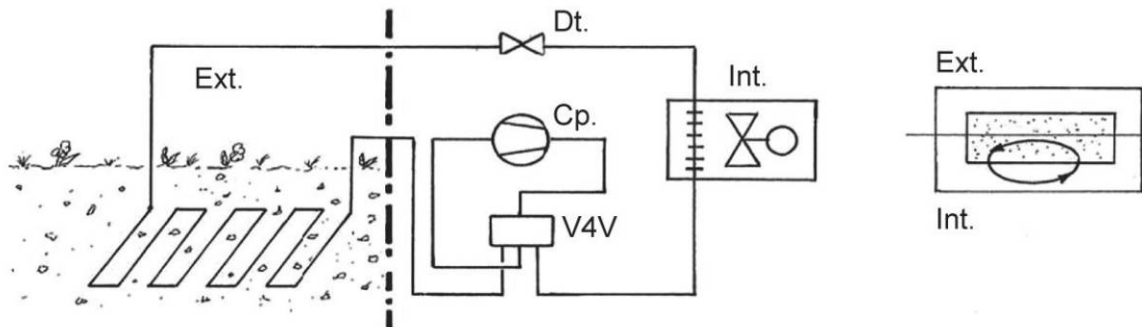


Figure 6.21 Schéma de principe d'une pompe à chaleur réversible sol/air

Lorsqu'on souhaite un chauffage thermodynamique tout l'hiver et qu'on ne dispose pas d'eau, la source chaude qui reste efficace et disponible est le sol.

Les pompes à chaleur sol/air sont relativement coûteuses à l'installation. Elles présentent l'avantage de conserver un coefficient de performance énergétique relativement correct en hiver.

■ Pompe à chaleur air/eau

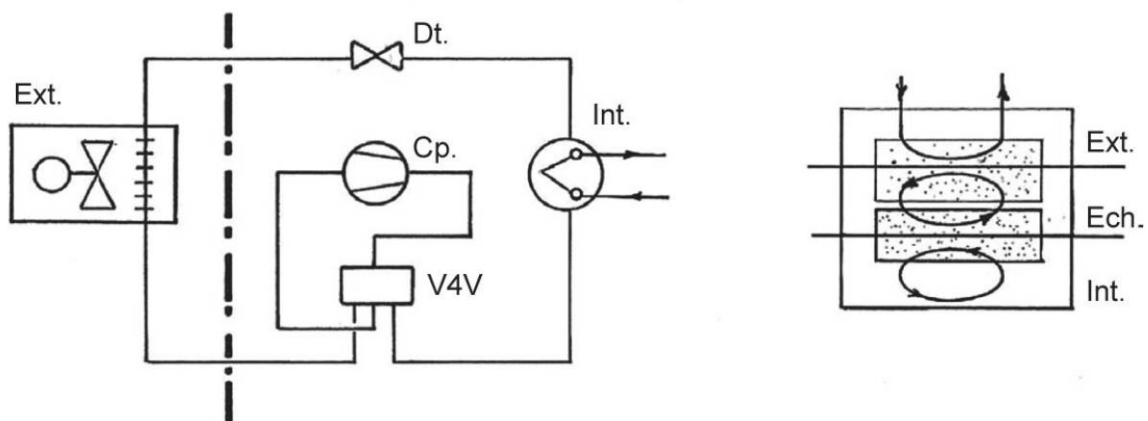


Figure 6.22 Schéma de principe d'une pompe à chaleur réversible air/eau

Ces pompes à chaleur sont performantes à mi-saison. Par contre, leur effet calorifique devient faible aux basses températures extérieures de sorte qu'elles sont généralement mises à l'arrêt lors de températures

négatives (chaque machine a sa température minimale de fonctionnement).

Les pompes air/eau sont principalement utilisées en relève de chaudière, elles sont donc généralement associées à des chaudières fonctionnant au gaz ou au fuel.

■ Pompe à chaleur sol/eau

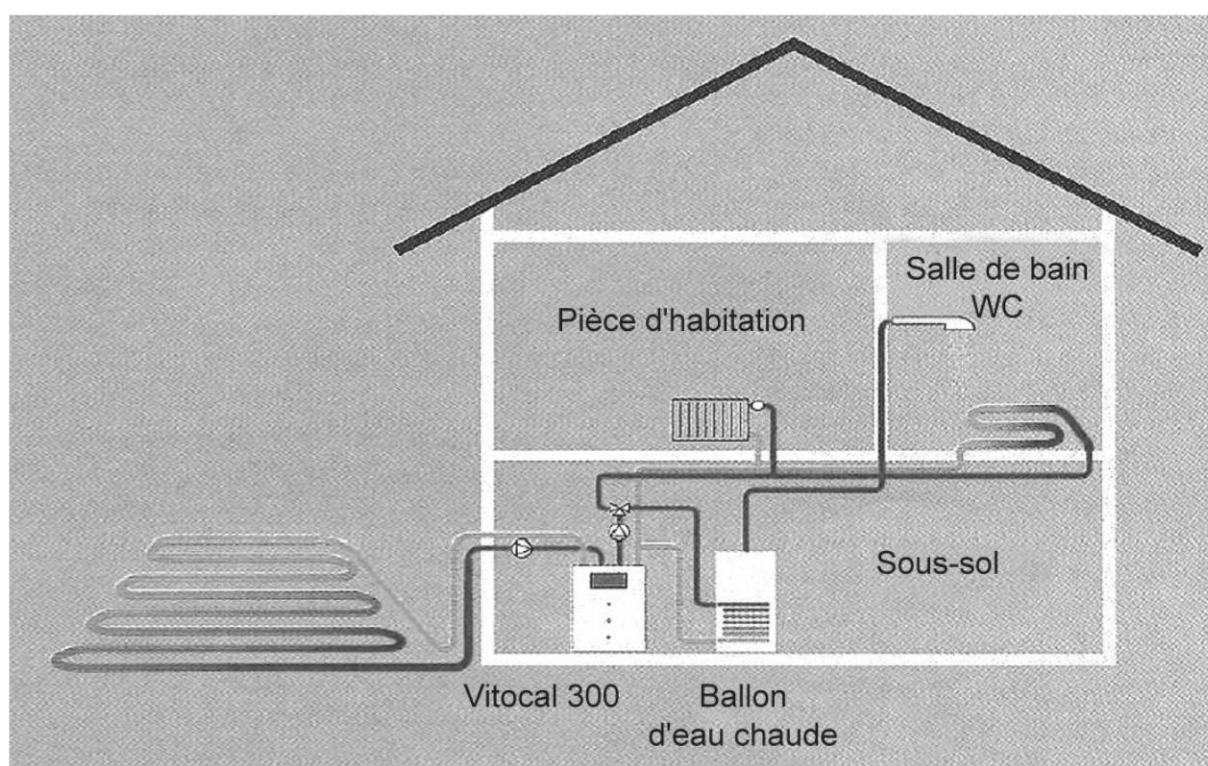


Figure 6.23 Schéma de principe d'une installation sol/eau
(Doc. Viessmann)

Le sol est un bon accumulateur de chaleur puisque les températures qui y règnent tout au long de l'année sont relativement constantes : de 7 à 13 °C à 2 m de profondeur. Des capteurs enterrés dans lesquels circule de l'eau glycolée prélèvent la chaleur du sol et le véhiculent vers l'évaporateur de la pompe à chaleur.

Ce type de pompe à chaleur est souvent associé à un chauffage par le sol permettant des températures de condensation plus faibles.

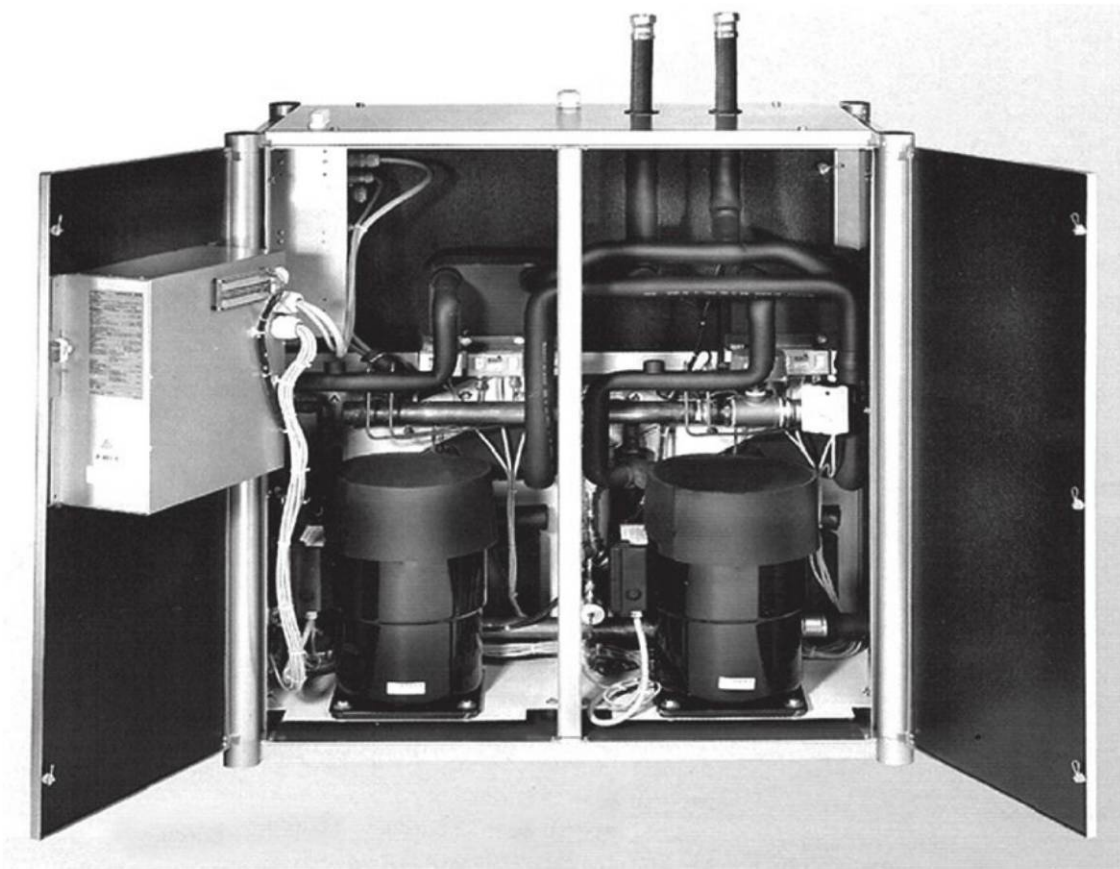


Figure 6.24 Pompe à chaleur sol/eau (Doc. Viessmann)

La pompe à chaleur de la figure 6.24 comporte 2 circuits frigorifiques séparés, ce qui permet d'adapter la puissance aux besoins. Les compresseurs sont de type scroll dont le fonctionnement est particulièrement silencieux. Le fluide frigorigène utilisé est le **R 407 C** :

- ▶ ce fluide est un mélange zéotrope,
- ▶ son glissement sous **1,013 bar** est de **7,08 °C**,
- ▶ cette considération implique des charges en fluide frigorigène liquide.

Des purgeurs d'air sont installés à tous les points hauts des circuits hydrauliques. Chaque circuit comporte une soupape de sécurité ainsi qu'un vase à expansion.

La pompe à chaleur de la figure 6.25 permet le rafraîchissement en été, au voisinage du capteur enterré, la terre se trouve à une température de l'ordre de **15 °C**. La pompe à chaleur de la figure 6.26 peut assurer le rafraîchissement de la maison en été en faisant simplement circuler

l'eau glycolée du capteur enterré dans le plancher ainsi rafraîchi. L'énergie nécessaire est alors limitée à la consommation des accélérateurs.

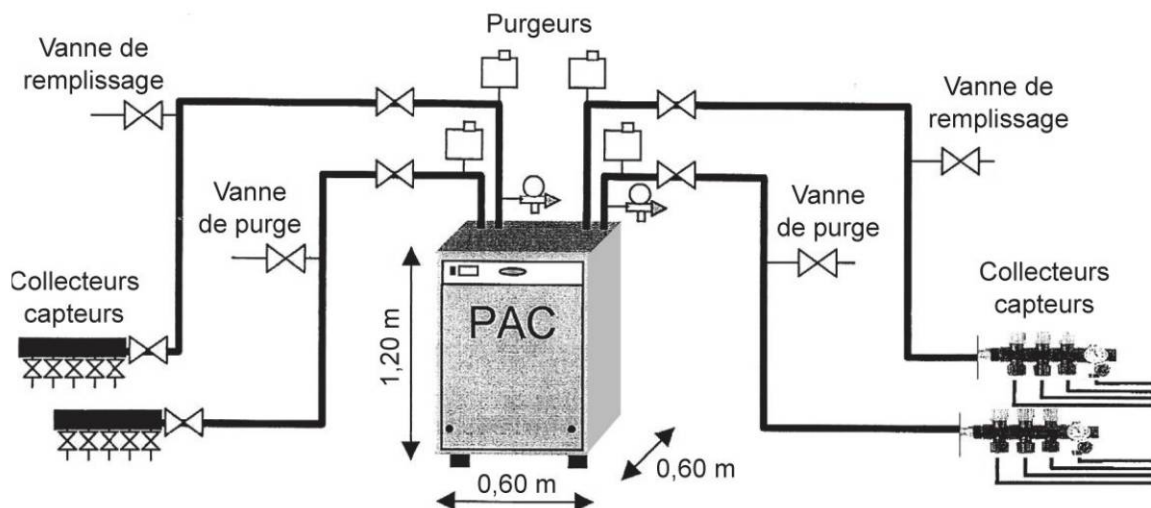


Figure 6.25 Exemple d'environnement d'une pompe à chaleur sol/eau proposée par un fabricant (Doc. Climastar)

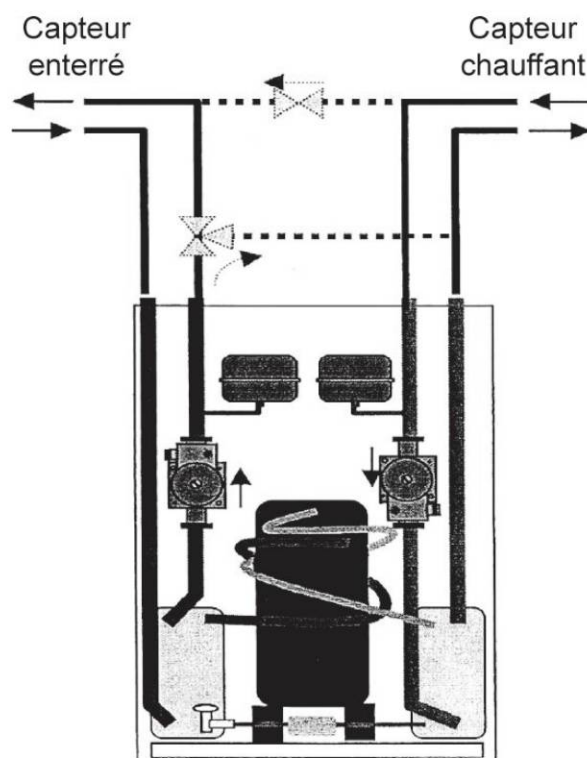


Figure 6.26 Pompe à chaleur sol/eau permettant le rafraîchissement l'été par l'emploi d'un bypass (Doc. Climastar)

6.5.3 Étude de la vanne 4 voies

Le fonctionnement en réfrigération de la vanne 4 voies est donné en figure 6.27.

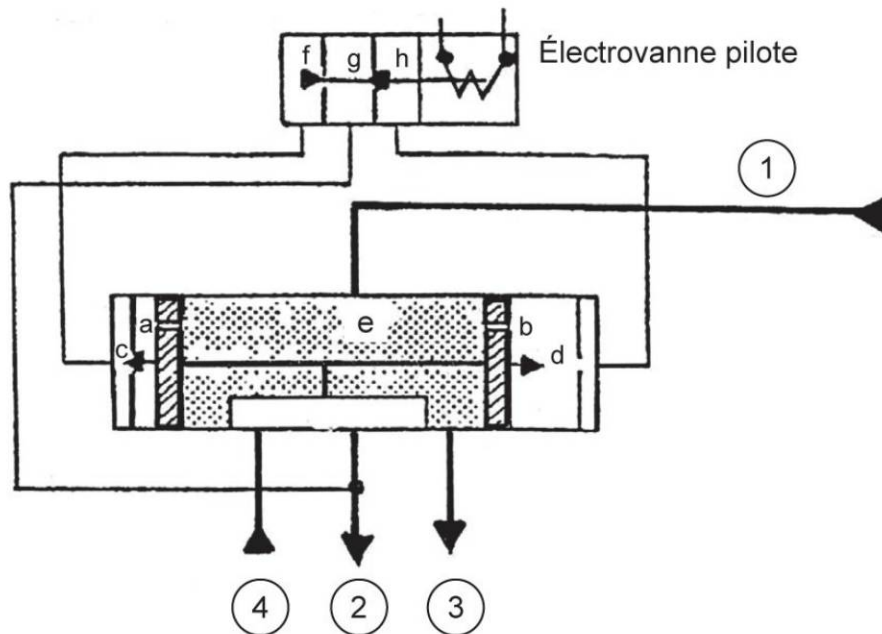


Figure 6.27 Vue en coupe d'une vanne 4 voies et de son électrovanne pilote dans la configuration refroidissement

1 : tuyauterie de refoulement ; **2** : tuyauterie d'aspiration ; **3** : raccordement de l'échangeur extérieur ; **4** : raccordement de l'échangeur intérieur ; **a** et **b** : orifices d'égalisation de pression ; **c** et **d** : siège et clapet permettant ou non le passage du fluide ; **e** : chambre à la haute pression ; **f**, **g** et **h** : chambres de la servocommande.

L'électrovanne est hors tension, les chambres pilotes « **f** » et « **g** » sont à la basse pression, la chambre « **h** » est à la haute pression, le tiroir de la vanne 4 voies est donc repoussé à gauche. La conduite d'aspiration « **2** » est mise en communication avec la tuyauterie « **4** », l'échangeur correspondant est donc à la basse pression, à l'inverse, l'échangeur raccordé à la tuyauterie « **3** » est à la haute pression.

Le fonctionnement en chauffage est donné en figure 6.28.

L'électrovanne pilote est sous tension. Les chambres pilotes « **g** » et « **h** » sont à la basse pression, le tiroir de la vanne 4 voies se déplace donc à droite, l'échangeur en « **3** » se retrouve à la basse pression et l'échangeur en « **4** » à la haute pression, le cycle de la machine est donc inversé.

Le fonctionnement suppose que les orifices « a » et « b » soient de section inférieure aux orifices « c » et « d ».

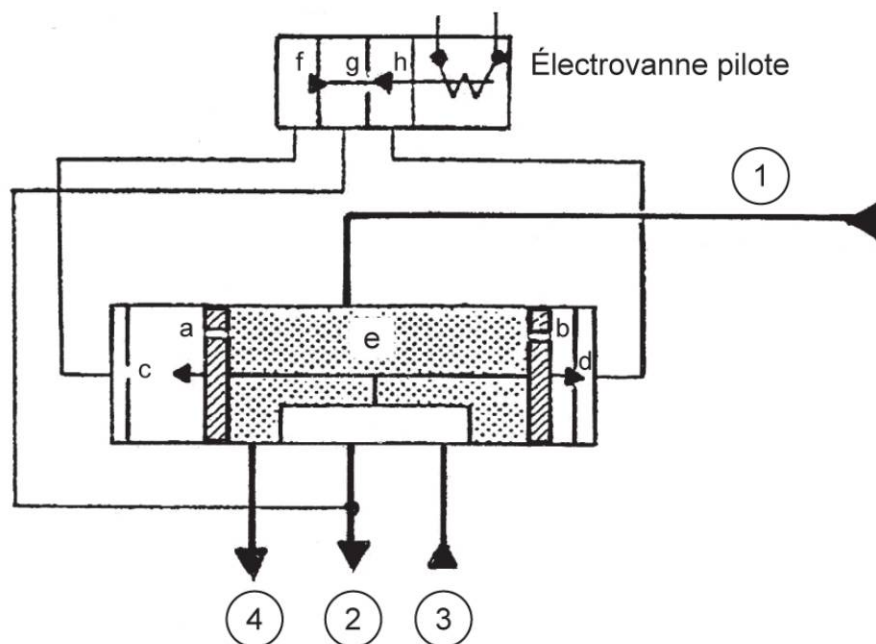


Figure 6.28 Vue en coupe de la vanne 4 voies et de son électrovanne pilote dans la configuration chauffage

6.5.4 Étude technologique et fonctionnelle des pompes à chaleur

■ Pompe à chaleur air/air avec 2 détendeurs

En réfrigération, l'électrovanne « B » est hors tension, le fluide emprunte le parcours repéré en lettres.

Le fluide frigorigène à la haute pression refoulé en « a » sort de la V4V en « c ». Le fluide frigorigène liquéfié dans l'échangeur « D » est stocké dans la bouteille de réserve liquide « I » en traversant le clapet anti-retour « H », le détendeur « F » étant alors fermé.

Le fluide liquide est injecté dans l'échangeur « C » par le détendeur « E », le clapet anti-retour « G » interdisant le bipasse. Le fluide frigorigène gazeux est enfin aspiré par le compresseur au niveau du repère « q ».

En chauffage, le cycle est inversé, le fluide emprunte alors le parcours repéré en chiffres.

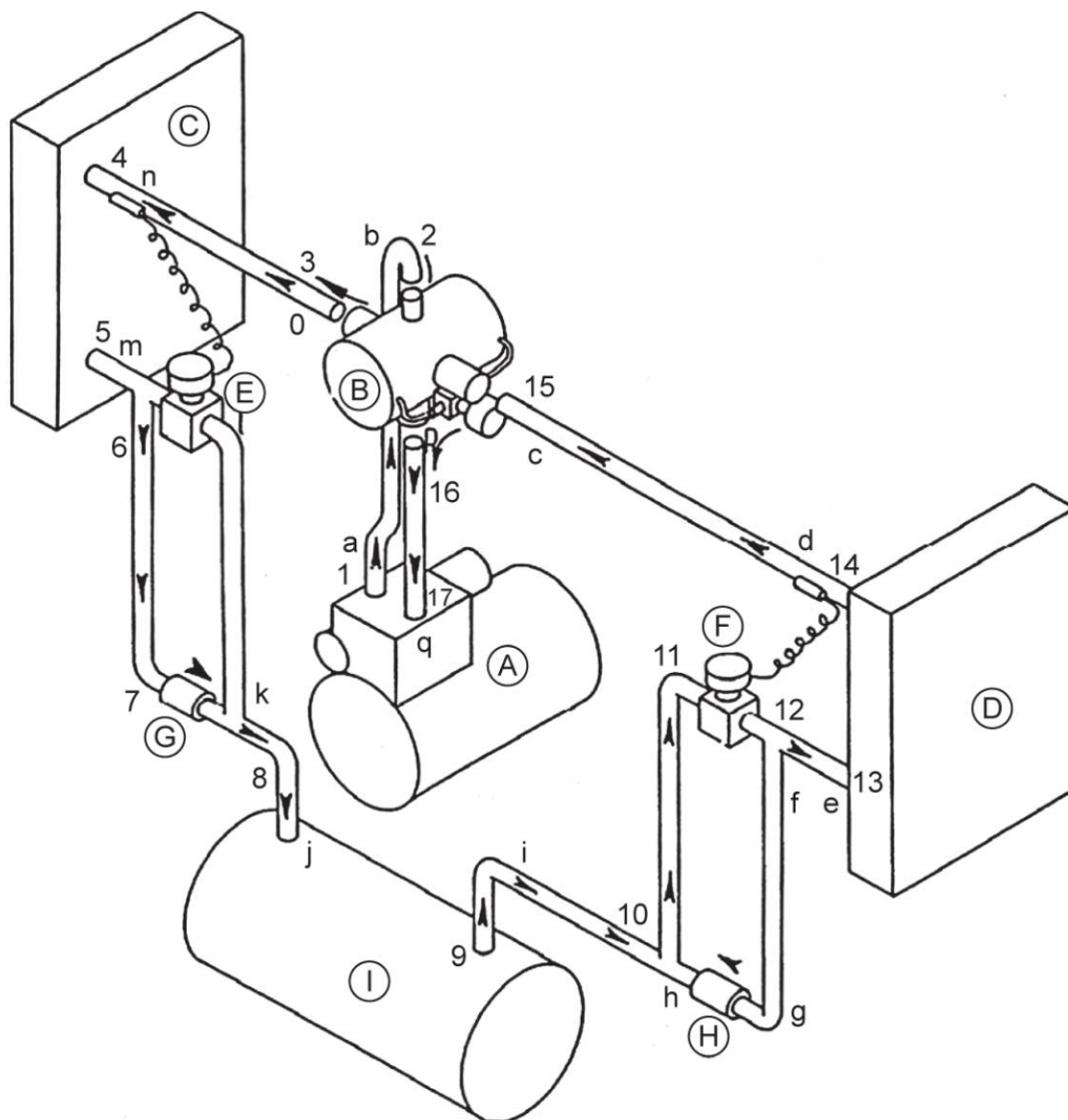


Figure 6.29 Schéma d'une pompe à chaleur réversible air/air

A : compresseur ; **B** : vanne 4 voies ; **C** : échangeur intérieur ; **D** : échangeur extérieur ; **E** : détendeur cycle réfrigération ; **F** : détendeur cycle chauffage ; **G** et **H** : clapets anti-retour ; **I** : bouteille de stockage liquide.

■ Pompe à chaleur air/air avec un seul détendeur

Cette pompe à chaleur comporte une bouteille anti coup de liquide, laquelle fait aussi office d'échangeur de chaleur.

La figure 6.30 donne le schéma de principe de la pompe à chaleur en chauffage. La vanne 4 voies est sous tension.

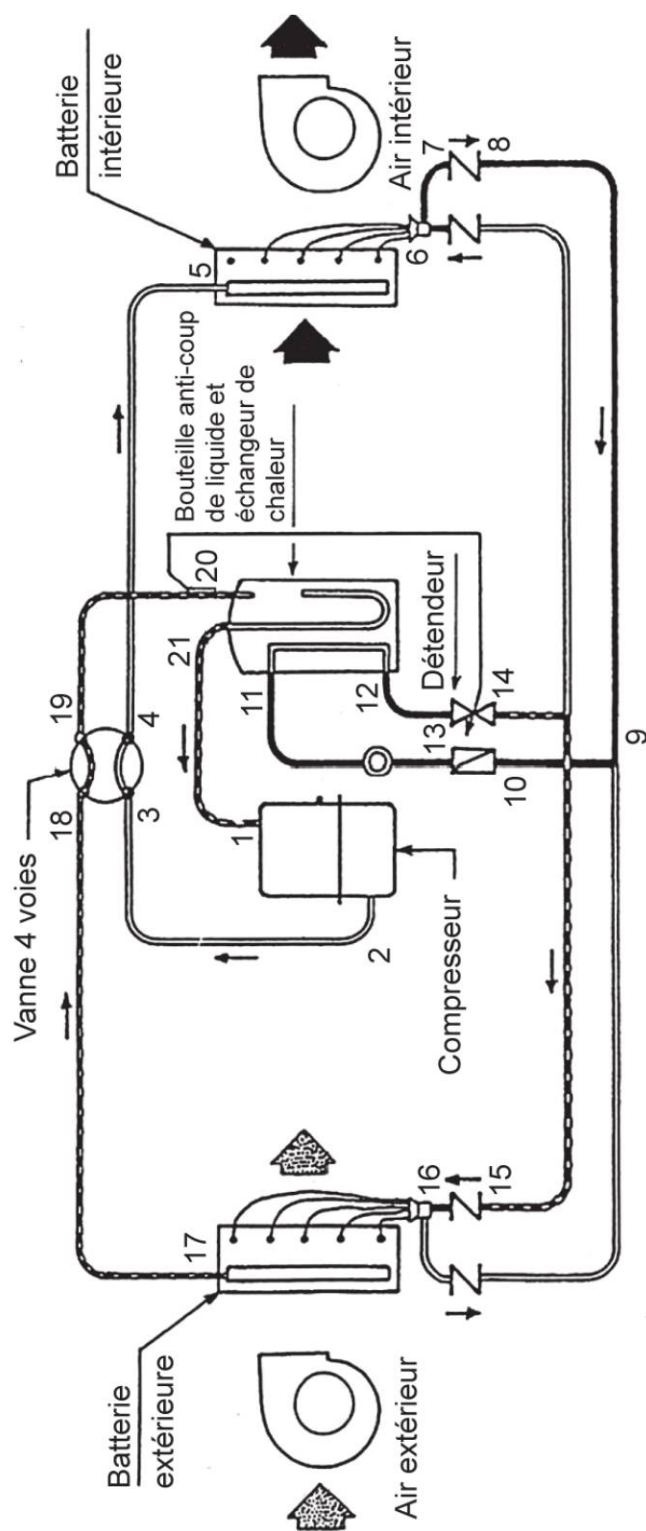


Figure 6.30 Schéma d'une pompe à chaleur réversible air/air à un seul détendeur (Doc. CIAT)

L'échangeur de chaleur permet les évolutions 17-1 en basse pression (figure 6.31), ce qui sécurise le compresseur contre les coups de liquide. Il permet aussi les évolutions 11-13, ce qui garanti une alimentation en liquide pur du détendeur, la chaleur latente d'ébullition du fluide frigorigène est également accrue.

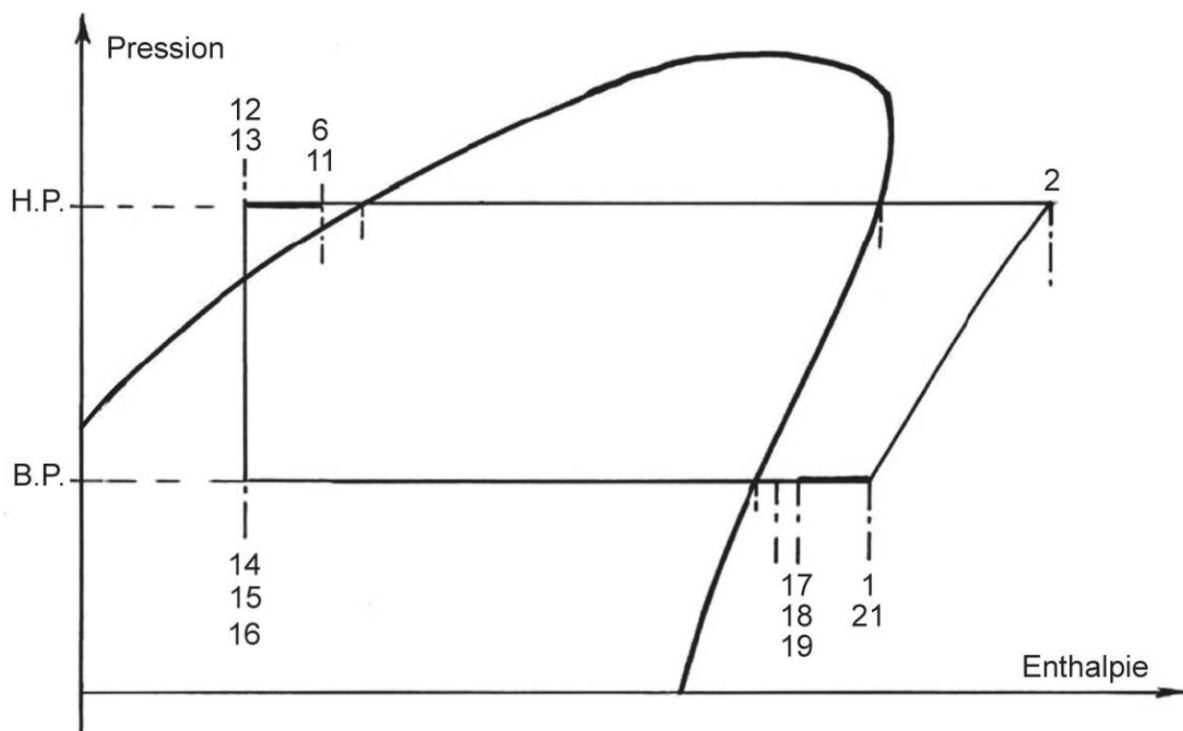


Figure 6.31 Cycle fonctionnel sur diagramme enthalpique de la pompe à chaleur

La figure 6.32 représente la pompe à chaleur en refroidissement.

■ Pompe à chaleur sur boucle d'eau

Ce procédé est particulièrement intéressant dans les bâtiments dont les façades présentent simultanément des besoins opposés (chauffage et refroidissement) et dont les bilans sont quantitativement proches (figure 6.33).

Prenons l'hypothèse (idéale) d'une façade à l'est ensoleillée à 9 heures représentant un besoin de refroidissement de 100 kW, dans le même temps, la façade ouest (non ensoleillée) représente un besoin de chauffage de 100 kW.

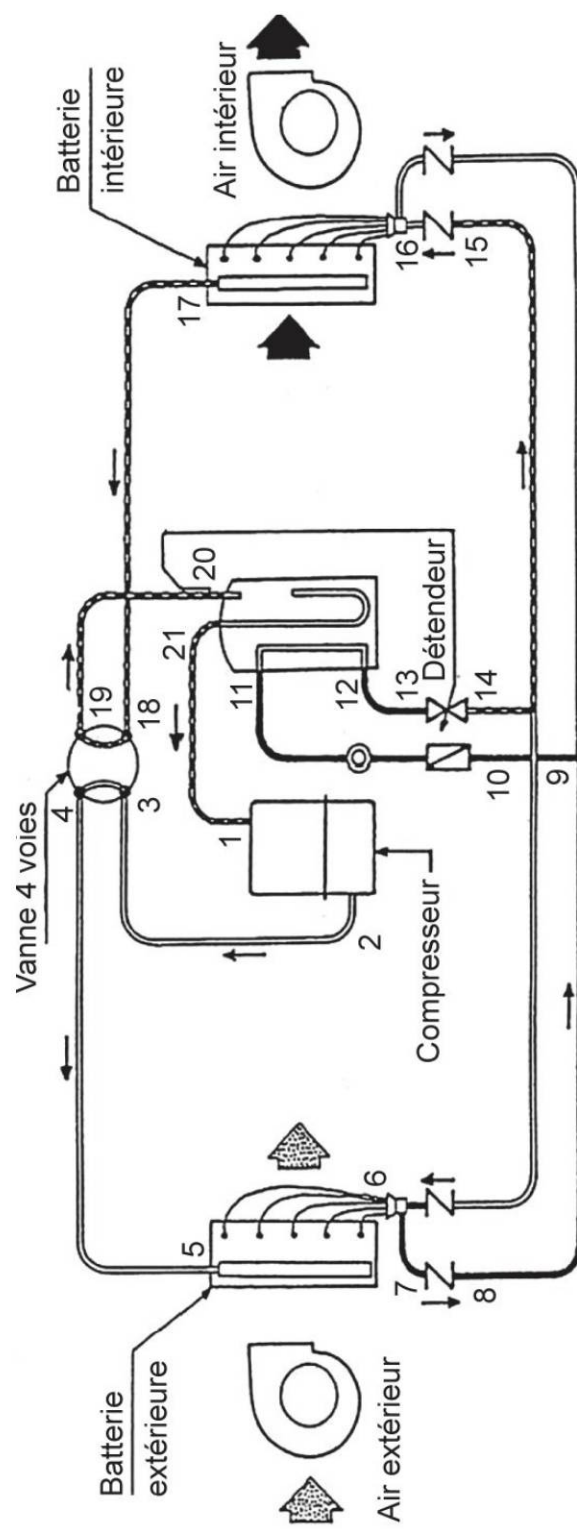


Figure 6.32 Pompe à chaleur réversible air/air en configuration refroidissement (Doc. CIAT)

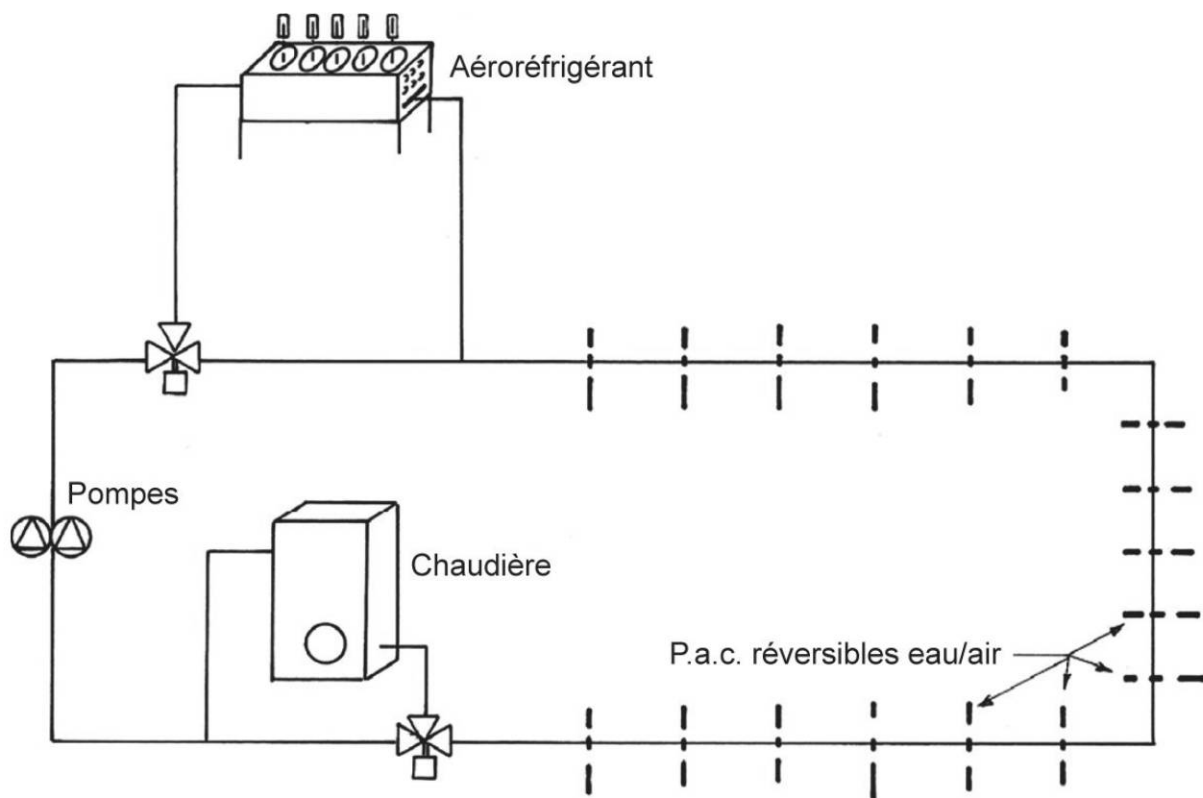


Figure 6.33 Schéma de principe de pompes à chaleur réversibles eau/air montées sur boucle d'eau

Les pompes à chaleur situées sur la façade est fonctionnent en refroidissement et transfèrent la chaleur des bureaux à la boucle d'eau... qui se réchauffe. Dans le même temps, les pompes à chaleur de la façade ouest fonctionnent en chauffage, elles prélèvent donc de l'énergie thermique à la boucle d'eau et la transfèrent à l'ambiance des bureaux.

Dans l'hypothèse très favorable décrite ci-dessus, le confort est obtenu à partir d'une dépense d'énergie minimale.

Ce système de climatisation peut donc souvent garantir des ambiances convenables uniquement par transfert de chaleur des zones chaudes vers les zones froides grâce aux pompes à chaleur réversibles raccordées à la boucle d'eau.

Dans les cas d'apports thermiques insuffisants, la température de la boucle d'eau devenant faible, il y a enclenchement d'une chaudière.

Dans le cas inverse où la température de la boucle d'eau est excessive, la chaleur en excès est évacuée au niveau d'un aéroréfrigérant.

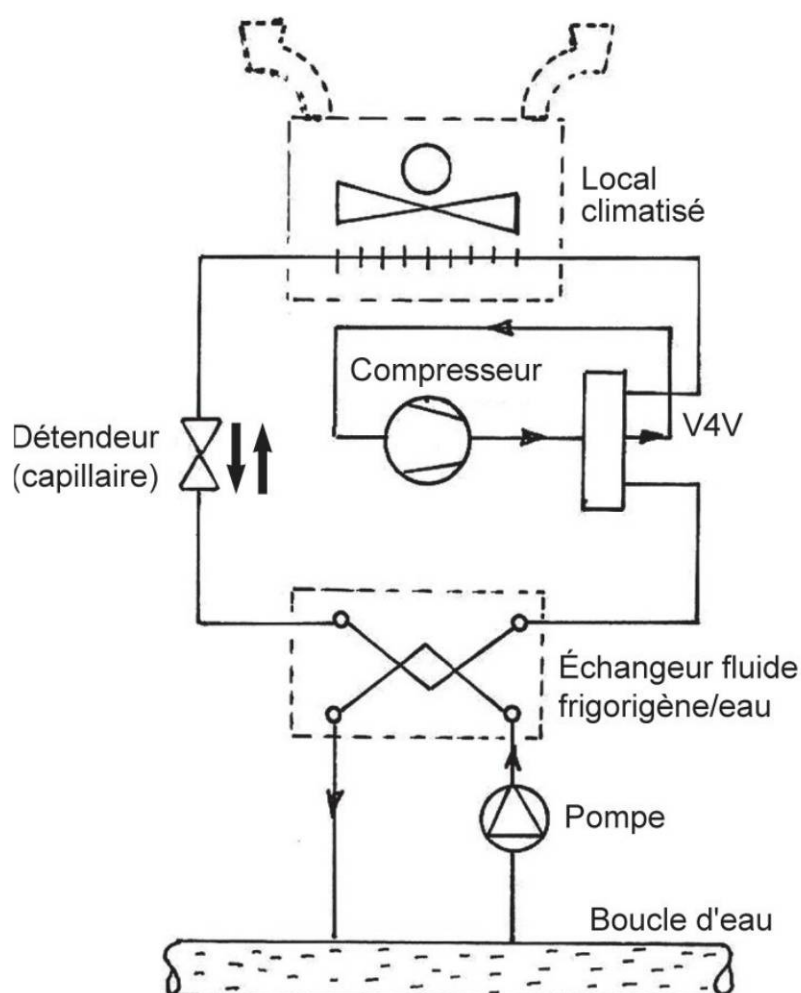


Figure 6.34 Schéma de principe d'une pompe à chaleur sur boucle d'eau

La figure 6.35 donne un exemple de régulation de pompes à chaleur sur boucle d'eau. Ces pompes à chaleur eau/air permettent le chauffage ou le refroidissement à partir de l'inversion du cycle frigorifique. La ventilation est par ailleurs adaptée à l'écart entre la mesure et la consigne (figure 6.36).

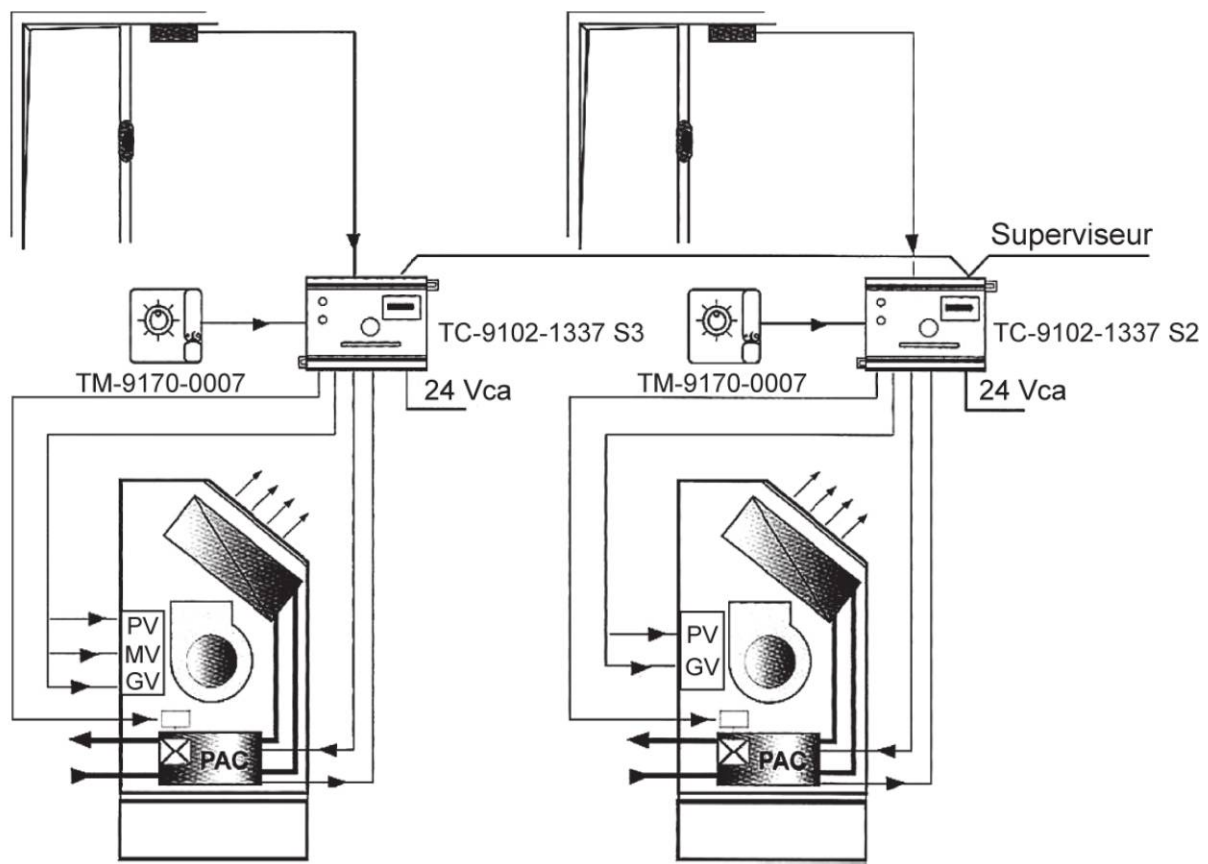


Figure 6.35 Régulation communicante de pompes à chaleur sur boucle d'eau (Doc. Johnson Controls)

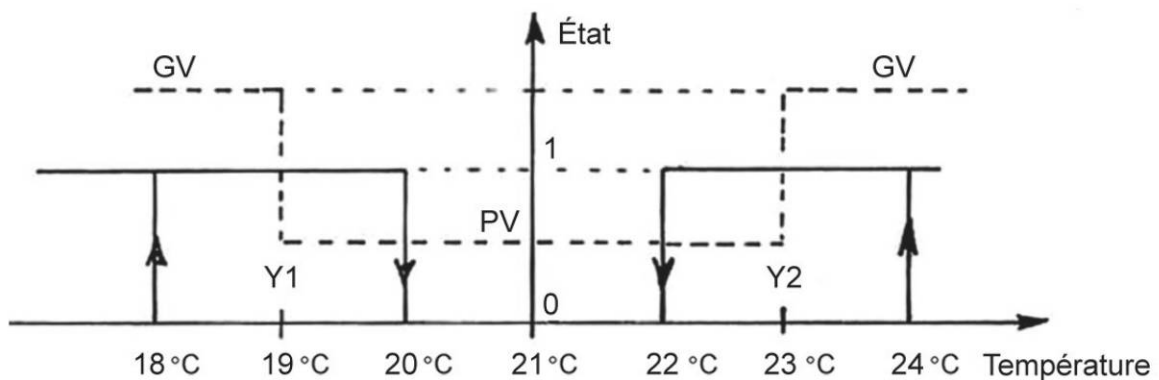


Figure 6.36 Loi des signaux correspondant à une pompe à chaleur réversible avec ventilation à 2 vitesses

Y1 est le signal TOR qui commande la pompe à chaleur en chauffage.

Y2 est le signal TOR qui commande la pompe à chaleur en refroidissement.

Quand l'écart est faible (entre la mesure et la consigne) la ventilation fonctionne en petite vitesse (PV). Quand l'écart augmente, la ventilation est enclenchée en grande vitesse (GV).

6.5.5 Remarques sur les dégivrages

■ Généralités

Le givre réduit le coefficient d'échange thermique des échangeurs ainsi que le débit d'air. L'effet calorifique d'une pompe à chaleur étant réduit avec le givre, il convient donc de l'éliminer lorsque les performances de la machine deviennent insuffisantes.

Il faut noter cependant que des dégivrages trop fréquents pénalisent le rendement énergétique de la machine.

■ Procédés d'enclenchement du dégivrage

- ▶ Enclenchement du dégivrage par un pressostat basse pression. Ce procédé s'avère efficace et fiable, cependant lors des basses températures extérieures, la pression d'évaporation devenant basse, il y a risque d'enclenchement du dégivrage sans que cela soit vraiment nécessaire.
- ▶ Association d'un thermostat extérieur et d'un chronorupteur. Ce procédé correspond à un dégivrage cyclique... qui n'est pas toujours nécessaire.
- ▶ Contrôle de la différence entre la température extérieure et la température de surface de l'évaporateur par un thermostat différentiel.
- ▶ Contrôle de l'écart de température entre l'air amont et l'air aval de la batterie extérieure. Cet écart de température augmente avec la prise en givre.
- ▶ Contrôle de la chute de pression sur l'air à travers la batterie extérieure. Ce procédé n'est pas valable si la batterie est soumise au vent.
- ▶ Enclenchement du dégivrage par contact « fin de course » réagissant à la masse de l'évaporateur. Ce procédé (rare) nécessite un raccordement souple de l'échangeur.

■ Procédés d'élimination du givre

- ▶ Lorsque la température est supérieure à 0 °C, mise à l'arrêt du groupe et mise en marche forcée de la ventilation.
- ▶ Dégivrage à partir de rampe d'eau.
- ▶ Inversion du cycle de marche à l'aide d'une vanne 4 voies.
- ▶ Résistances électriques incorporées à l'évaporateur. Ce procédé ne permet pas un dégivrage aussi homogène et est plus énergivore que le procédé précédent.
- ▶ Inversion des flux d'air au moyen de volets motorisés. Ce moyen est peu utilisé.

6.5.6 Pompes à chaleur pour hautes températures

En habitat récent, le chauffage par plancher chauffant associé à une bonne isolation thermique permet de faibles températures compatibles avec les pompes à chaleur conventionnelles.

En habitat ancien où le chauffage est réalisé à partir de radiateurs étudiés pour fonctionner à des températures élevées, les pompes à chaleur classiques ne conviennent pas.

Il existe des pompes à chaleur adaptées à la production d'eau chaude à température élevée à partir de fluides frigorigènes habituels (R 404 A, R 407 C, etc.)

Ces machines doivent être à compression étagée ou de type cascade. La compression à un seul étage présente des coefficients de performance dégradés lorsque le taux de compression augmente. Par ailleurs, les compresseurs ont vite des rendements volumétriques insuffisants.

On peut calculer le rendement volumétrique des compresseurs à piston par la formule empirique suivante :

$$\eta_v = 1 - 0,05 \frac{HP}{BP}$$

Les pressions sont alors en pressions absolues.

Il s'agit là d'une formule empirique approximative valable seulement pour les compresseurs à piston. Pour une valeur précise, se rapprocher du fabricant.

■ Pompe à chaleur fonctionnant suivant le principe cascade

Une installation cascade consiste en 2 installations frigorifiques qui ont un échangeur commun (rep. 1 sur la figure 6.37). Cet échangeur joue le rôle d'évaporateur pour l'étage haute température et de condenseur pour l'étage basse température.

La chaleur nécessaire à l'ébullition du fluide frigorigène de l'étage basse température est prélevée sur l'air extérieur (évolution de **4 à 1** sur la figure 6.39). Le fluide frigorigène vapeur est alors aspiré en « **1** » puis refoulé en « **2** » vers l'échangeur intermédiaire. Dans cet échangeur intermédiaire, l'évaporation du **FX10** permet la condensation du **R 134 a**.

Le compresseur de l'étage haute température (figure 6.38) aspire le fluide en « **1'** » et le refoule en « **2'** » vers le condenseur à eau. Ce condenseur à eau est donc l'échangeur utile de la machine. La chaleur transférée à l'eau a donc 3 origines :

- ▶ Chaleur prélevée sur l'air extérieur au niveau de l'évaporateur de l'étage basse température.
- ▶ Équivalent calorifique du travail de compression de l'étage basse température (évolution **1-2**).
- ▶ Équivalent calorifique du travail de compression de l'étage haute température (évolution **1'-2'**).

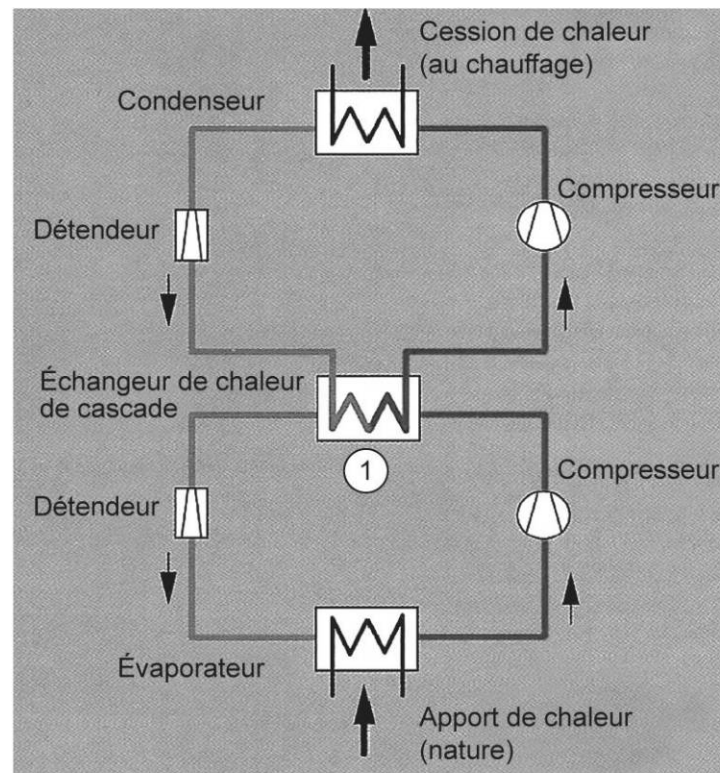


Figure 6.37 Schéma simplifié d'une pompe à chaleur de type cascade (Doc. Viessmann)

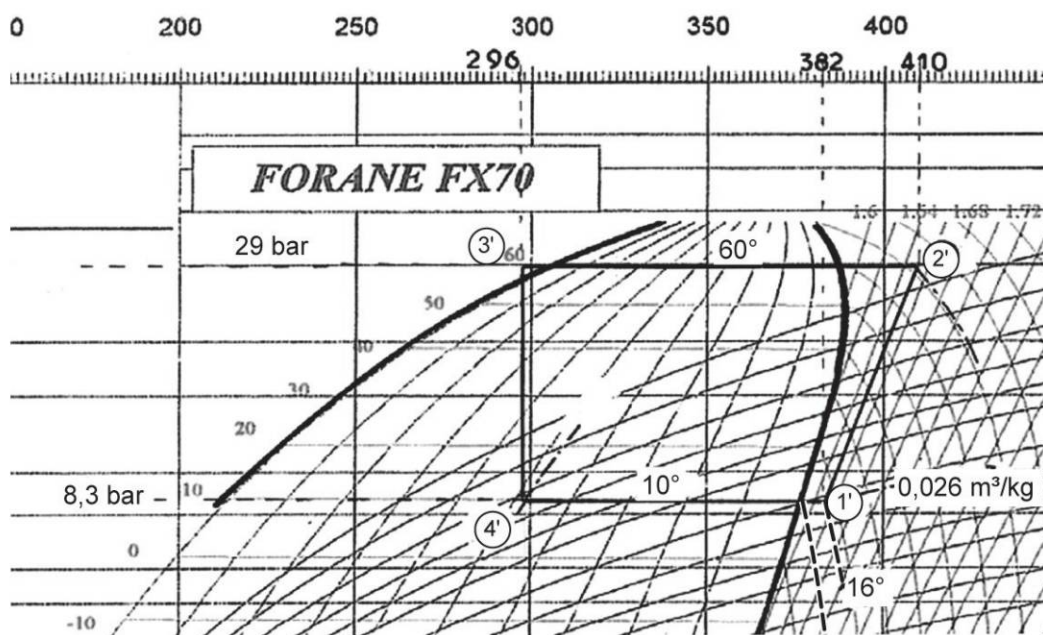


Figure 6.38 Cycle d'évolution du fluide frigorigène de l'étage haute température fonctionnant au FX 70 ou R 404 A

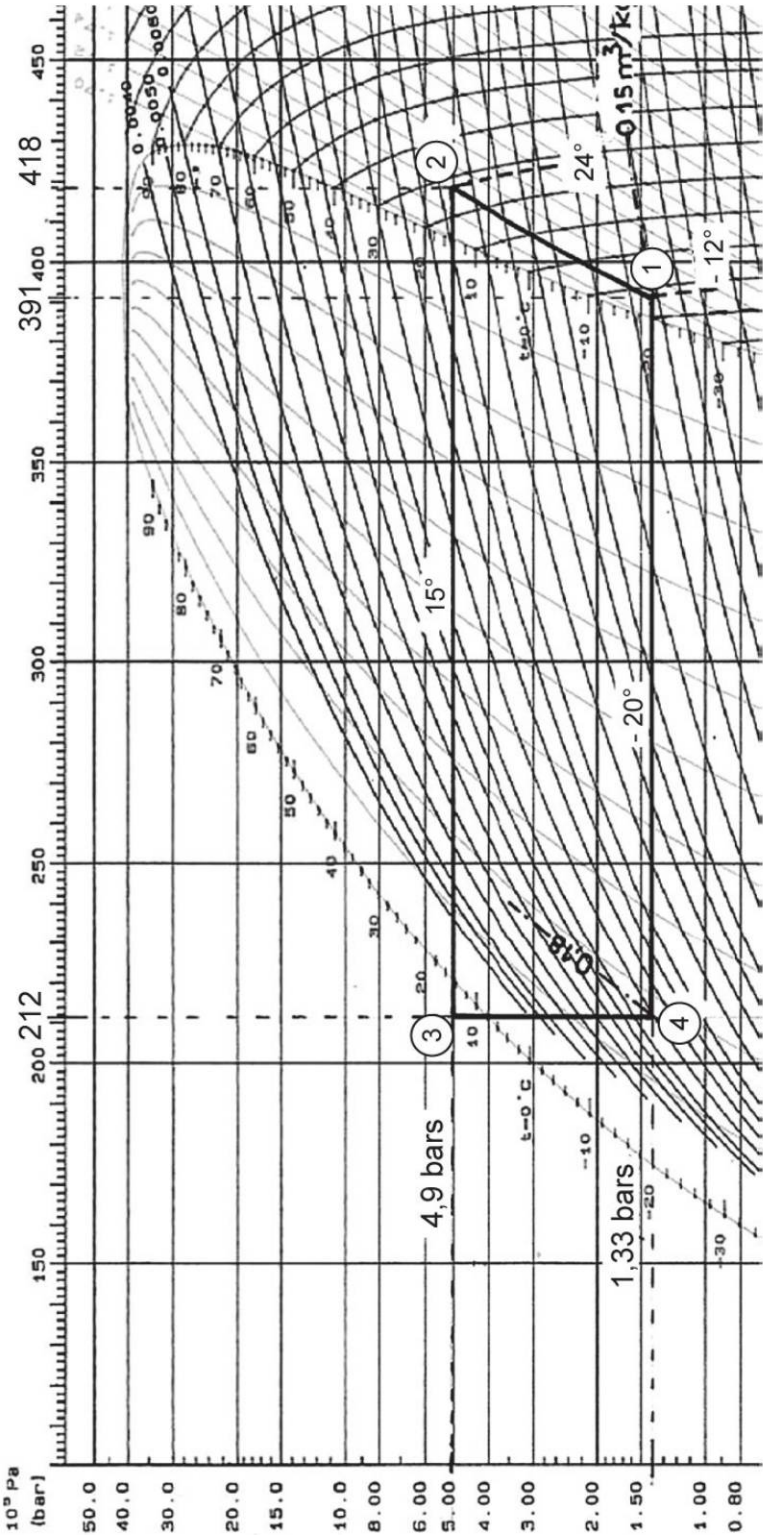


Figure 6.39 Cycle d'évolution du fluide frigorigène de l'étage basse température fonctionnant au R 134 a

Tableau 6.1 Tableau récapitulatif

Points caractéristiques								
Grandeurs physiques	1	2	3	4	1'	2'	3'	4'
Température (°C)	-12	24	10	-20	16	71	56	10
Pression	1,33	4,9	4,9	1,33	8,3	29	29	8,3
Enthalpie	391	418	212	212	382	410	296	296
Titre	1	1	0	0,18	1	1	0	0,52
Volume massique	0,15				0,026			

■ Pompe à chaleur avec compresseur suralimenté

Les installations cascades utilisent 2 fluides frigorigènes. Des machines permettent l'obtention de températures élevées à partir de compresseurs suralimentés qui comportent une prise de pression intermédiaire (rep. 3 sur la figure 6.40). Ces machines fonctionnent alors avec un seul fluide frigorigène.

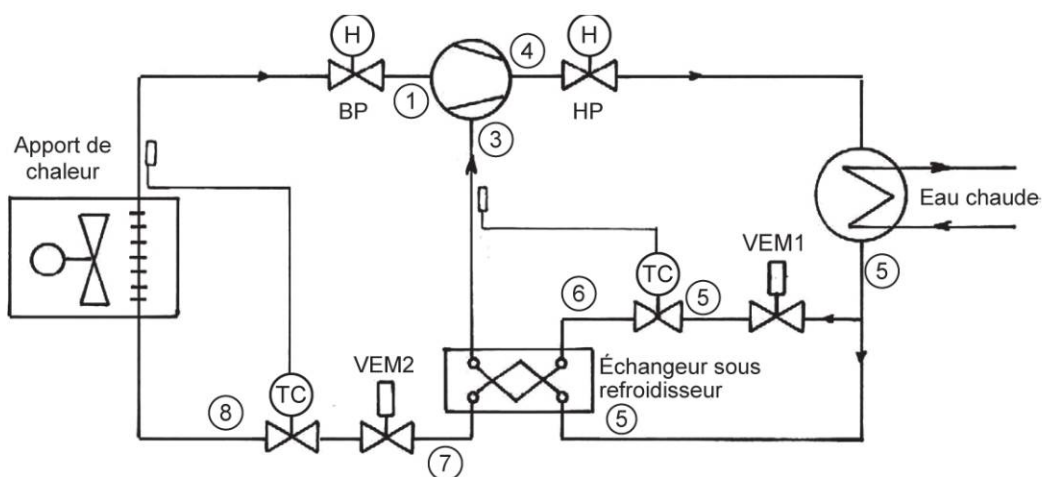


Figure 6.40 Schéma de principe d'une pompe à chaleur avec suralimentation

Cette technologie est très utilisée en froid industriel pour l'obtention de basses températures avec des puissances importantes. Son utilisation est plus confidentielle en pompe à chaleur de puissance moyenne.

La description succincte faite ici s'appuie sur une machine existante.

Lorsque les écarts de température entre l'ébullition et la condensation ne dépassent pas 60 K, l'électrovanne VEM 1 est hors tension, la machine fonctionne donc avec un cycle simple comme indiqué dans la figure 6.41.

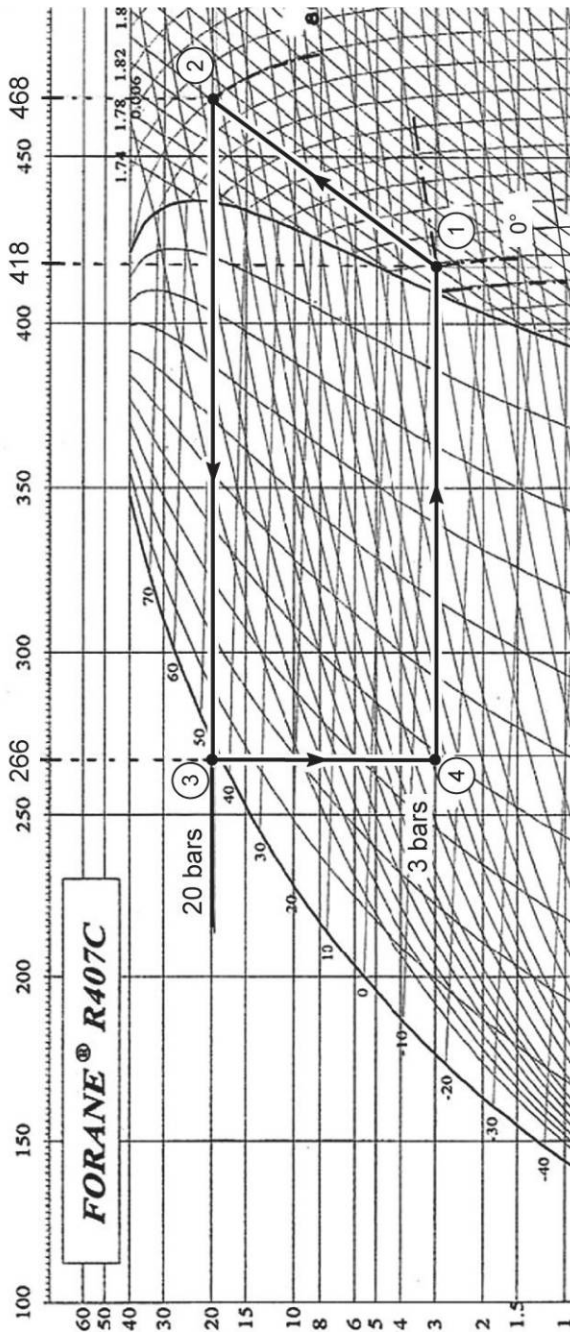


Figure 6.41 Cycle de fonctionnement de la machine sans suralimentation

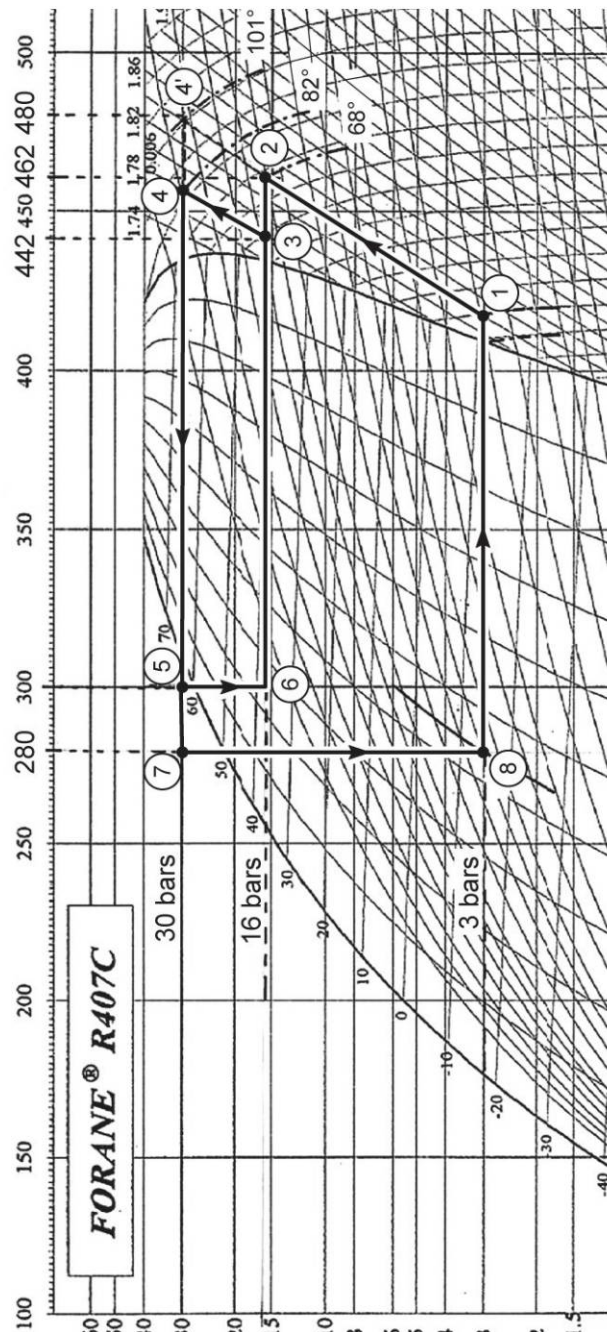


Figure 6.42 Cycle de fonctionnement de la machine avec suralimentation

Lorsque les écarts de températures entre l'ébullition et la condensation dépassent 60 K, la machine passe automatiquement en fonctionnement suralimenté. L'électrovanne « VEM1 » est alors mise sous tension.

Du fluide frigorigène liquide est alors injecté dans l'échangeur sous-refroidisseur à la pression intermédiaire du compresseur.

Le fluide frigorigène liquide est alors sous-refroidi de **5 à 7** (figure 6.42) ce qui permet d'améliorer sensiblement les performances énergétiques de la machine.

Dans le même temps, en fonction de l'état physique du fluide admis à la suralimentation du compresseur, s'opère une désurchauffe (de **2 à 3** sur la figure 6.42). Cette désurchauffe permet une température de fin de compression qui reste acceptable (**82 °C** ici). L'énergie nécessaire à la compression est également réduite.

Le cycle représenté figure 6.42 dépend de la pression intermédiaire du compresseur ainsi que de l'état physique du fluide aspiré au niveau de la pression intermédiaire. En résumé, cette machine fonctionne sur un cycle simple lorsque les écarts de température ne dépassent pas **60 K**, au-delà de cet écart, la suralimentation est rendue opérationnelle.

Grâce à cette technologie, des écarts de **80 K** peuvent être atteints tout en conservant un niveau de rendement énergétique acceptable.

Remarques

Nous nous sommes limités ici à l'étude du principe des pompes à chaleur ainsi qu'à la description de quelques machines de petite ou moyenne puissance.

Les pompes à chaleur de grande puissance utilisent le matériel « froid industriel » dont l'étude sort du cadre de cet aide-mémoire.

Un aide-mémoire « froid industriel » est disponible chez le même éditeur.

□ **Note sur la terminologie des machines permettant des pressions intermédiaires**

Pratiquement toutes les technologies de compresseur permettent des pressions intermédiaires. Exemple d'appellations usuelles :

- ▶ compresseurs à pistons : compresseurs compound,
- ▶ compresseurs scroll : compresseurs à injection de vapeur,
- ▶ compresseurs à vis : compresseurs suralimentés,
- ▶ compresseurs centrifuges : compresseurs multiétagés.

Ces machines, quelle que soit leur application, ont les mêmes finalités principales :

- ▶ améliorer les performances énergétiques,
- ▶ réduire les volumes balayés ou engendrés.

Les différentes appellations ci-dessus sont un sujet de polémique entre les spécialistes !

6.6 **Les climatisations tout air – Les centrales de traitement d'air**

6.6.1 **Généralités**

Ces systèmes sont basés sur le principe d'un traitement d'air centralisé.

L'air traité est acheminé vers les locaux à climatiser par un réseau de gaines.

Il existe 3 principales technologies en tout air :

- ▶ le débit constant,
- ▶ le débit variable,
- ▶ le double gaine.

6.6.2 Les centrales de traitement d'air à débit constant

■ Étude technologique d'une centrale de traitement d'air

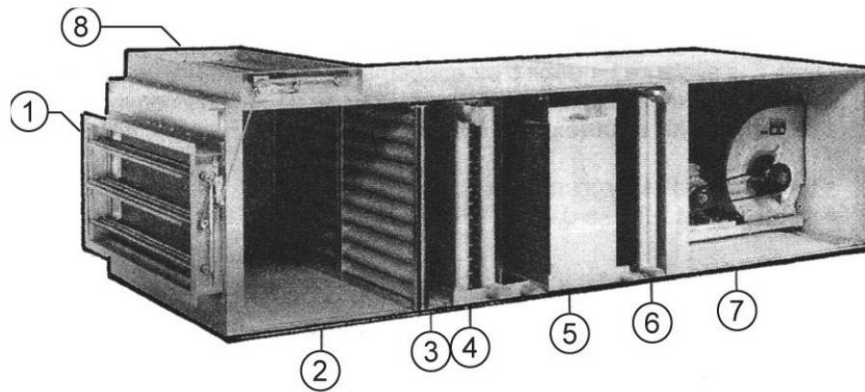


Figure 6.43 Centrale de traitement d'air permettant le contrôle de la température et de l'hygrométrie (Doc. Carrier)

1 : Registre d'air neuf ; **2** : Boîte de mélange ; **3** : Filtre ; **4** : Batterie froide ; **5** : Humidificateur ; **6** : Batterie de chauffage ; **7** : Bloc ventilateur ; **8** : Registre d'air recyclé.

Registres d'air (rep. 1 et 8)

Ces registres peuvent être à débit constant d'air repris et d'air neuf.

La tendance actuelle est plutôt d'adapter les débits d'air repris et d'air neuf afin de réduire au maximum les dépenses afférentes au chauffage et au refroidissement.

La régulation peut alors se faire à partir des éléments suivants :

- ▶ comparaison des températures entre les airs repris et neuf,
- ▶ comparaison des enthalpies entre les airs repris et neuf,
- ▶ taux d'occupation,
- ▶ pourcentage de CO₂.

Le fonctionnement synchronisé des 2 registres se fait à partir de biellettes et rotules. Dans tous les cas, un débit d'air neuf minimum est à respecter.

Boîte de mélange (rep. 2)

La boîte de mélange permet le mélange de l'air repris et de l'air neuf avant traitement au niveau des différents éléments de la CTA.

Filtre (rep. 3)

En fonction du cahier des charges, le type de média filtrant doit correspondre à la classe de filtration imposée (voir le chapitre 9 « La filtration »).

Batterie froide (rep. 4)

La batterie froide peut être à détente directe ou à eau glacée. Dans tous les cas, la récupération des condensats est nécessaire.

Le bac de récupération des condensats est généralement en tôle d'acier galvanisé revêtu d'un enduit bitumeux.

Cette batterie froide permet le refroidissement de l'air et, dans le cas d'un contrôle d'hygrométrie, sa déshumidification.

Humidificateur (rep. 5)

Il s'agit ici d'un humidificateur adiabatique. L'humidification s'effectue par ruissellement d'eau sur un matelas de fils d'acier galvanisé.

Batterie de chauffage (rep. 6)

Il s'agit ici d'une batterie à eau chaude. Batterie réalisée en tube de cuivre avec ailettes en aluminium.

Bloc ventilateur (rep. 7)

Le ventilateur centrifuge peut être à action (dans le cas de pertes de charge faibles ou modérées) ou à réaction (dans le cas de pertes de charge élevées).

■ **Étude succincte d'une centrale de traitement d'air**

Cette centrale (figure 6.44) permet les 3 fonctions principales suivantes :

- ▶ Économie d'énergie à partir de la comparaison des enthalpies de l'air repris (X5, X8) et de l'air neuf (X1, X2).
- ▶ Contrôle de la température ambiante (X4) par une action en cascade sur la batterie froide et sur la batterie de chauffage.
- ▶ Contrôle de l'hygrométrie ambiante (X5) par une action en cascade sur la batterie froide et sur l'humidificateur à vapeur saturée sèche.

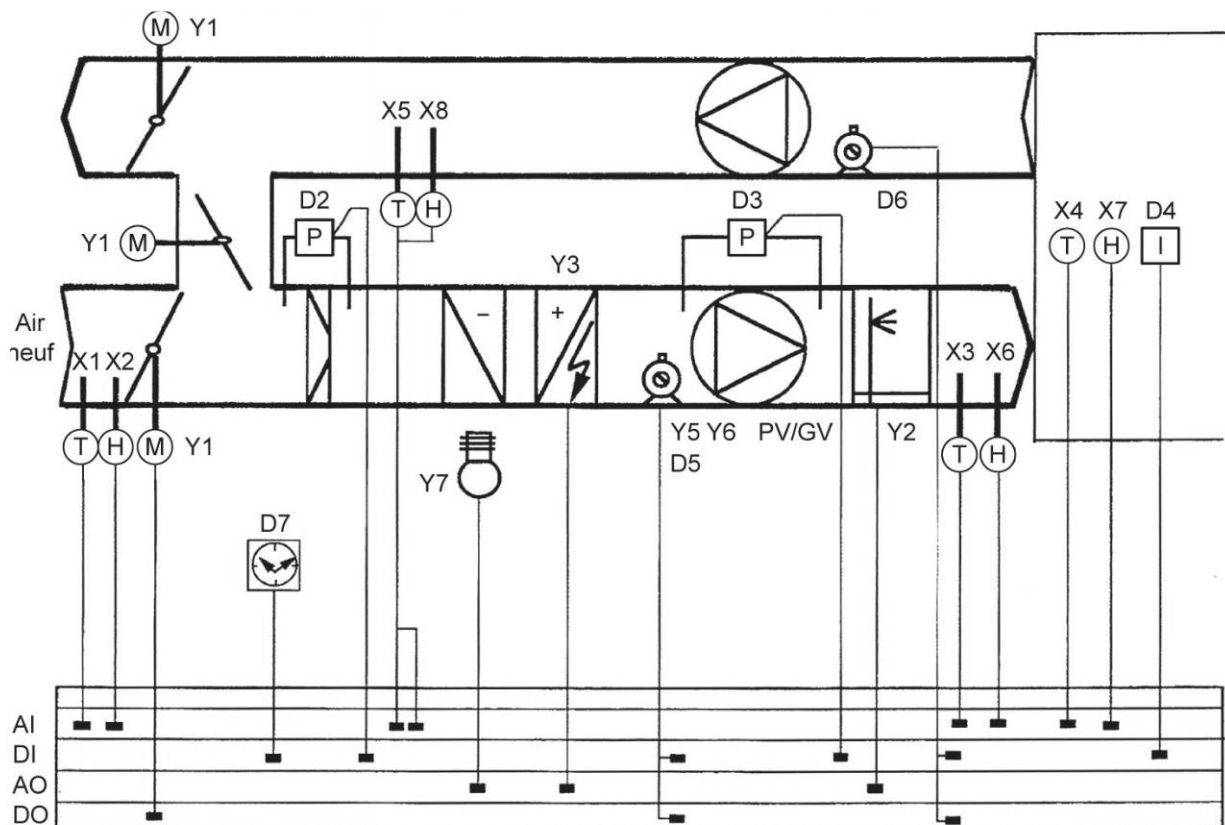


Figure 6.44 Centrale de traitement d'air avec tous les points caractéristiques permettant sa régulation (Doc. Johnson Controls)

AI : Entrée analogique : signal de 0 à 10 V. ou de 4 à 20 mA ; **DI** : Entrée logique (contact tout ou rien) ; **AO** : Sortie analogique : tension de 0 à 10 V ; **DO** : Sortie logique : sortie TOR dont l'état est 1 ou 0 (commande d'électrovannes, de contacteurs, etc.).

Mise à l'arrêt :

La mise à l'arrêt peut être réalisée par l'un des événements suivants :

- ▶ le déclenchement anti-gel,
- ▶ l'horloge externe,
- ▶ le commutateur externe mis en position arrêt,
- ▶ l'apparition d'une alarme.

Séquence d'arrêt :

- ▶ arrêt du compresseur,
- ▶ au terme d'une temporisation réglable, arrêt des ventilateurs de soufflage et de reprise,

- fermeture du registre d'air neuf lorsque le pressostat du ventilateur de soufflage a atteint son seuil bas.

Alarmes :

- l'information du relais d'alarme antigel provoque par logique interne l'arrêt des ventilateurs et la fermeture du volet d'air neuf,
- en cas de différence de pression insuffisante, le pressostat **D3** provoque l'arrêt de l'ensemble,
- les ventilateurs soufflage et reprise comportent des sécurités thermiques ; en cas de défaut, elles provoquent l'arrêt de l'ensemble.

■ Méthodologie concernant l'étude de la régulation d'une centrale de traitement d'air

L'inventaire et le comptage des points permettent de déterminer le type et le nombre de régulateurs à utiliser. Il convient ensuite de rechercher les boucles de régulation indépendantes (figure 6.45).

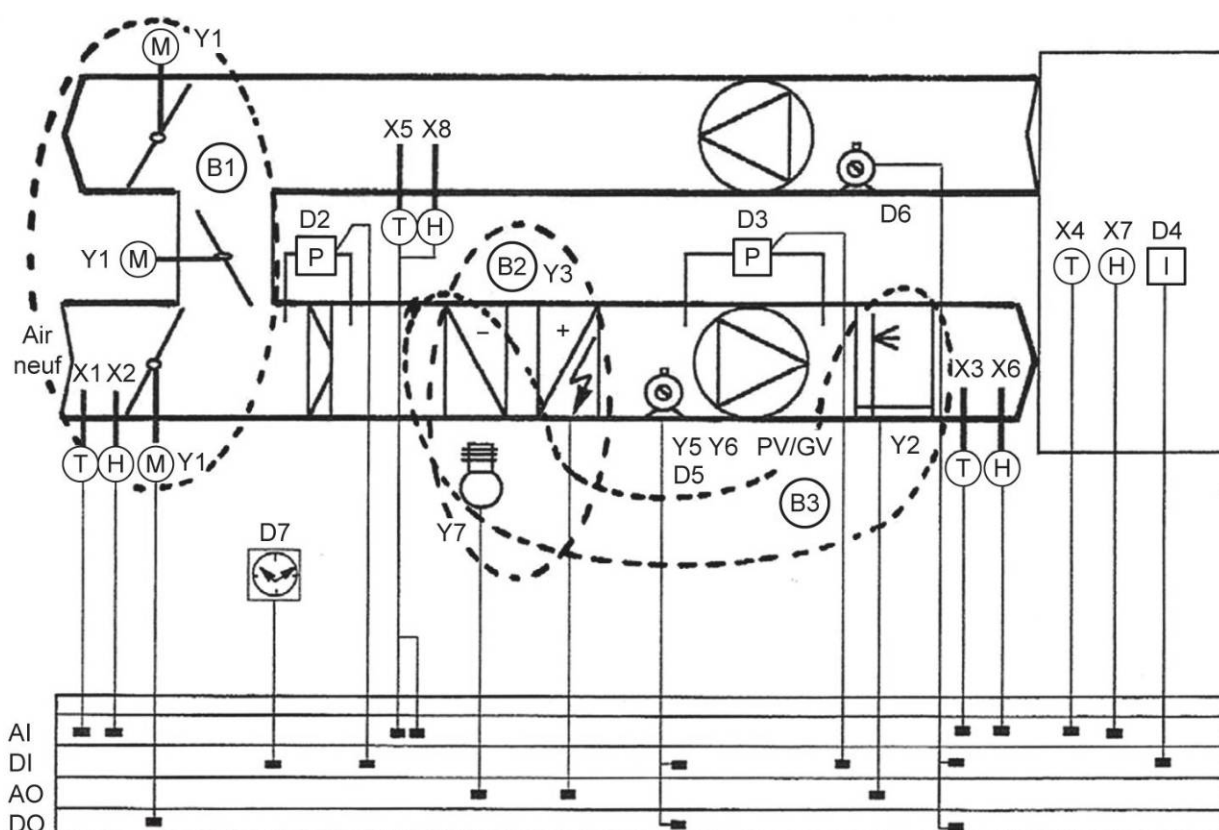


Figure 6.45 Recherche des boucles de régulation d'une centrale de traitement d'air

Boucle « B1 » : Régulation des registres d'air.

Boucle « B2 » : Contrôle de la température par une action en cascade sur la production frigorifique et sur la production de chaleur.

Boucle « B3 » : Contrôle de l'hygrométrie par une action en cascade sur la production frigorifique pour déshumidifier et sur l'humidificateur à vapeur pour humidifier.

Notons que la production frigorifique est commune aux boucles « 2 » et « 3 », ce qui est très classique.

Chaque boucle de régulation est ensuite étudiée : loi des signaux, loi de régulation, valeurs caractéristiques, etc.

Il convient ensuite de passer aux paramétrages de chacune des boucles, lequel paramétrage est spécifique à chaque marque, à chaque produit !

Principe de fonctionnement de l'économiseur enthalpique :

Les sondes **X1** et **X2** donnent l'enthalpie de l'air neuf.

Les sondes **X5** et **X8** donnent l'enthalpie de l'air de reprise.

L'écart (mesure – consigne) est analysé, cet écart peut être positif (demande de refroidissement) ou négatif (demande de chauffage).

En fonction des écarts et des enthalpies, il y a une action appropriée sur le servomoteur des registres.

6.6.3 Les centrales de traitement d'air à débit variable

■ Généralités

C'est un système tout air, l'air préparé par une centrale est acheminé aux différents locaux par un réseau de gaine. Tous les locaux reçoivent le même air dont la température varie généralement de 12 à 15 °C.

La régulation de la température dans les différents locaux s'effectue par le débit d'air qui est réglé suivant la charge frigorifique du local. Le débit

nominal du ventilateur est calculé en fonction de la charge thermique maximale simultanée.

Comparativement à une installation à débit constant, on constate que le débit total est réduit d'environ un tiers. Les coûts d'investissement sont donc réduits, le dimensionnement du ventilateur et des gaines est réduit dans la même proportion. La consommation d'énergie nécessaire à la ventilation est réduite (la puissance absorbée par le moteur d'un ventilateur varie avec le cube du rapport des débits).

Le besoin de chaleur dans les zones extérieures peut être satisfait par un chauffage terminal de l'air soufflé ou par un appareil de chauffage statique disposé en allège sous les baies vitrées par exemple.

Lors du processus de chauffage, le débit d'air doit être ramené au minimum hygiénique légal.

■ Régulation des installations à volume d'air variable

Cette technologie implique les 3 régulations principales suivantes :

- ▶ régulation de la centrale de traitement d'air,
- ▶ régulation de la pression statique dans les gaines,
- ▶ régulation de la température ambiante (régulation du débit volumique).

Contrôle de la température :

La température au soufflage peut être maintenue entre **12 et 15 °C**, à partir de l'action en cascade sur les vannes 3 voies des batteries eau chaude et eau glacée.

Contrôle de l'hygrométrie :

En été il y a généralement un besoin de déshumidification, dans le même temps, le débit d'air est important. L'air soufflé ayant une hygrométrie absolue faible, l'hygrométrie relative de l'air de reprise reste généralement correcte, sinon, il y a déshumidification par la batterie à eau glacée.

En hiver, l'humidification est assurée par un humidificateur à vapeur saturée sèche.

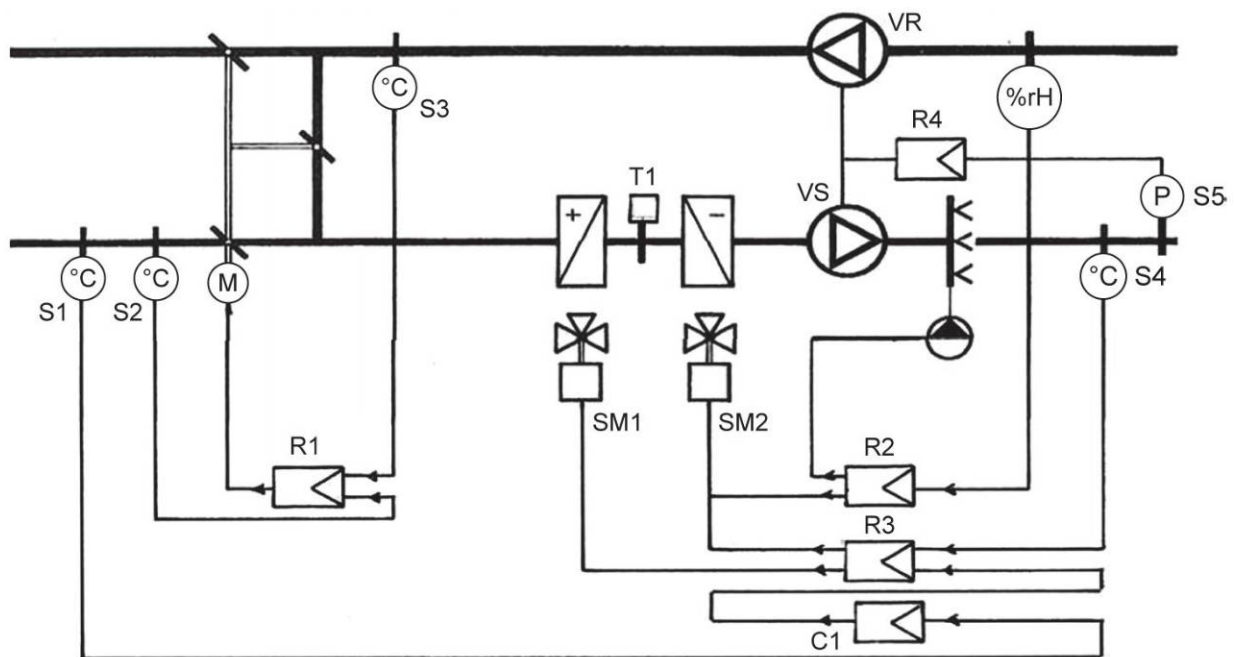


Figure 6.46 Schéma de principe d'une centrale de traitement d'air à volume d'air variable

R1 : régulateur permettant des économies d'énergie ; **R2** : régulateur permettant le contrôle de l'hygrométrie ; **R3** : régulateur permettant le contrôle de la température ; **R4** : régulateur permettant le contrôle de la pression statique ; **C1** : compensateur permettant de modifier le point de consigne l'hiver et l'été.

Régulation des registres d'air (comparaison des températures) :

En fonction des écarts positifs ou négatifs (mesure – consigne) et de la comparaison des températures de l'air neuf et de l'air de reprise, il y a action sur les volets d'air en conservant dans tous les cas le débit d'air neuf hygiénique minimum.

Régulation de la pression statique en gaines principales :

Le régulateur « **R4** » associé à la sonde de pression « **S5** » permet de garantir une pression statique constante dans les gaines principales. Cette pression statique constante peut être obtenue par action sur la vitesse de rotation des ventilateurs ou sur des inclineurs.

Sécurité antigel :

Lorsque le thermostat antigel détecte une température trop basse, il se produit les actions suivantes :

- ▶ arrêt des ventilateurs,
- ▶ ouverture forcée de la vanne 3 voies d'eau chaude,
- ▶ fermeture du registre d'air neuf **après temporisation**,
- ▶ émission d'un signal d'alarme.

Remarque

L'emploi de 2 régulateurs et d'un compensateur correspond à la régulation analogique. La régulation numérique (la plus utilisée actuellement) permettrait l'utilisation d'un seul régulateur cumulant les fonctions de température, d'hygrométrie, de compensation, de régime réduit, etc.

6

La pression statique est maintenue constante dans la gaine de refoulement (figure 6.47). Le débit d'air extrait est légèrement inférieur au débit d'air soufflé afin de maintenir les locaux en surpression. À section de gaine égale, la vitesse de l'air au niveau de la sonde « S1 » est maintenue légèrement supérieure à la vitesse à la sonde « S2 ».

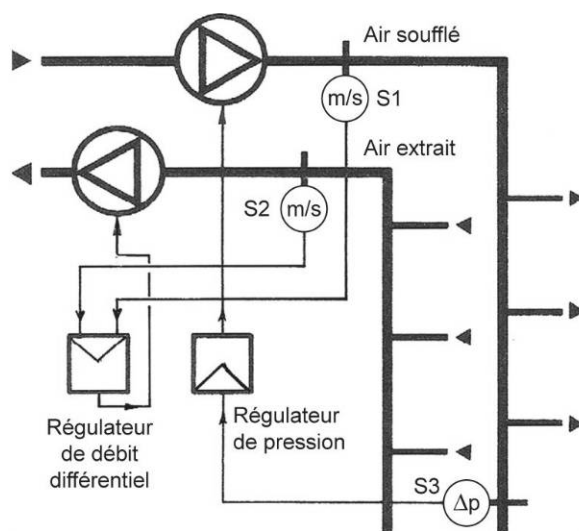


Figure 6.47 Régulation de la surpression dans les locaux

Régulation terminale :

En fonction de l'écart entre la mesure de la température ($^{\circ}\text{C}$) et le point de consigne du régulateur, un signal de sortie de **0 à 10 volts** aboutit aux servomoteurs des différents diffuseurs (figures 6.48 et 6.49).

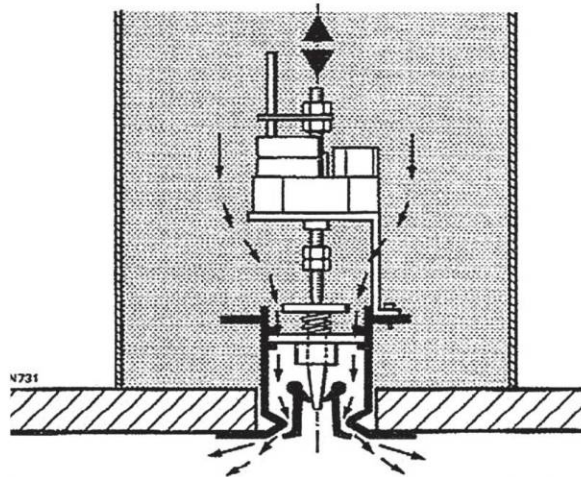


Figure 6.48 Exemple de diffuseur de plafond permettant un débit réglable (Doc. SCS)

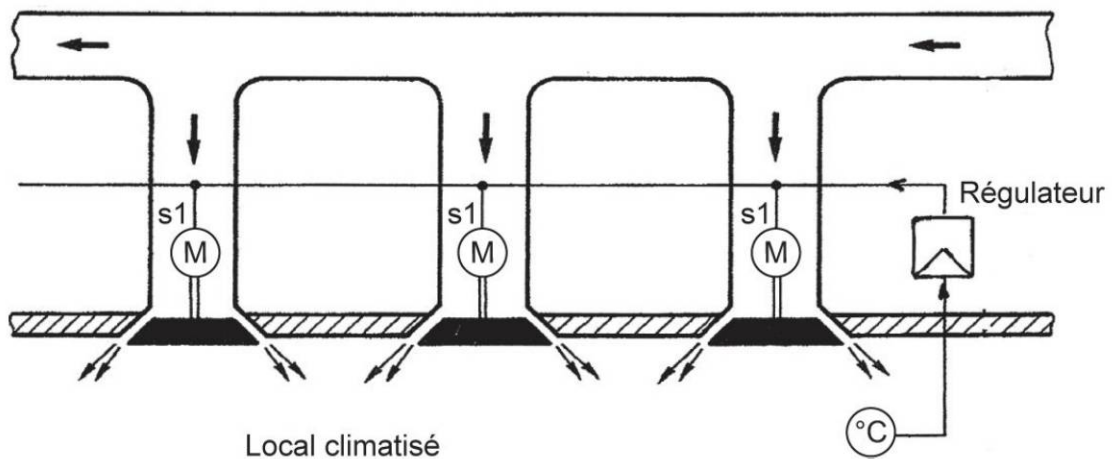


Figure 6.49 Contrôle de la température à partir de la régulation des débits d'air

Installation dont le débit variable est assuré par un registre d'air :

Cette installation comporte un réchauffage terminal par batterie à eau chaude (figure 6.50).

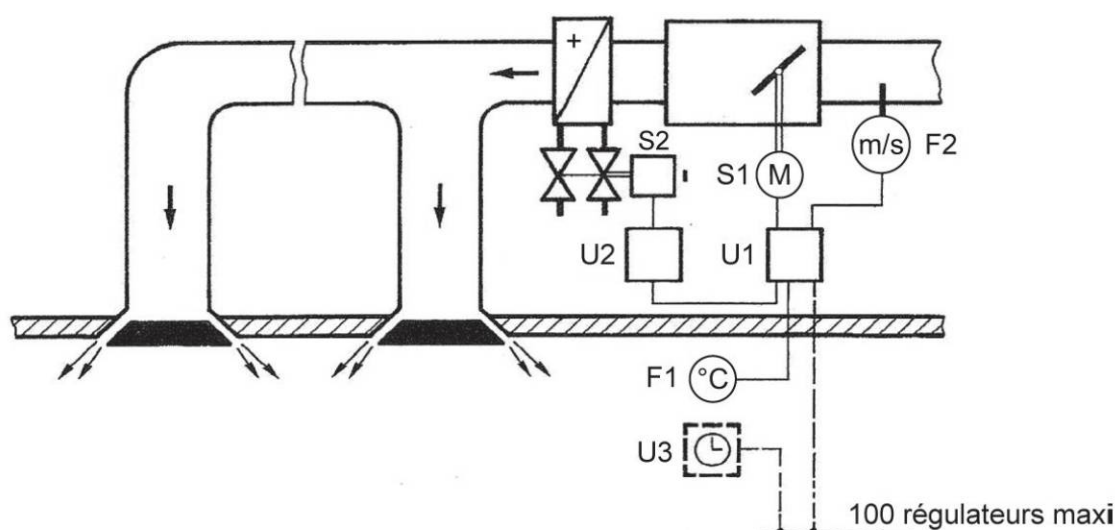


Figure 6.50 (Doc. SCS) Équipement à débit variable avec sa régulation

U1 : régulateur cascade température – volume ; **U2** : relais de séquence progressif pour vanne à eau chaude ; **S1** : servomoteur du registre d'air ; **S2** : servomoteur de la vanne à eau chaude ; **F1** : sonde d'ambiance ; **U3** : horloge permettant l'abaissement nocturne de la température.

Différentes variantes de la régulation de la température ambiante :

Exemple 1 : Il s'agit d'un local dont la charge est supposée constamment positive. Ce local comporte des diffuseurs à débit variable.

Exemple 2 : Il est supposé nécessaire de maintenir un débit constant (réglage manuel) à cause de l'hygiène dans le local : produits volatils, odeur, etc. Un chauffage terminal s'impose donc ici.

Exemple 3 : Régulation des zones extérieures avec réchauffage terminal de l'air soufflé (figure 6.52).

Exemple 4 : Identique à l'exemple 3, si ce n'est que la chaleur est apportée par des convecteurs montés en allège sous les baies vitrées.

Exemple 5 : Identique à l'exemple 4, si ce n'est que le convecteur comporte une batterie à eau glacée et une batterie à eau chaude (figure 6.53).

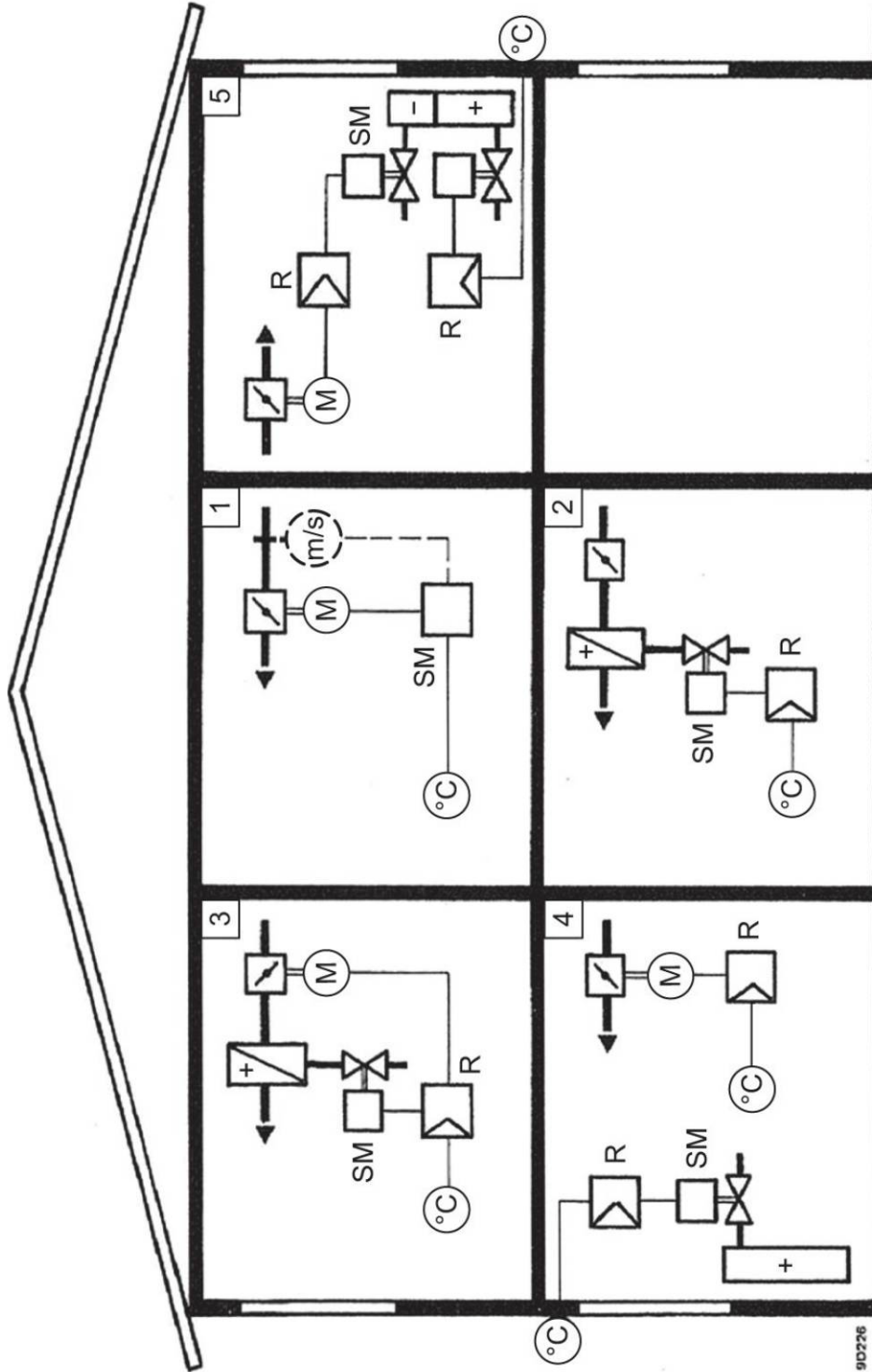


Figure 6.51 Différentes variantes de la régulation de la température ambiante (Doc. SCS)

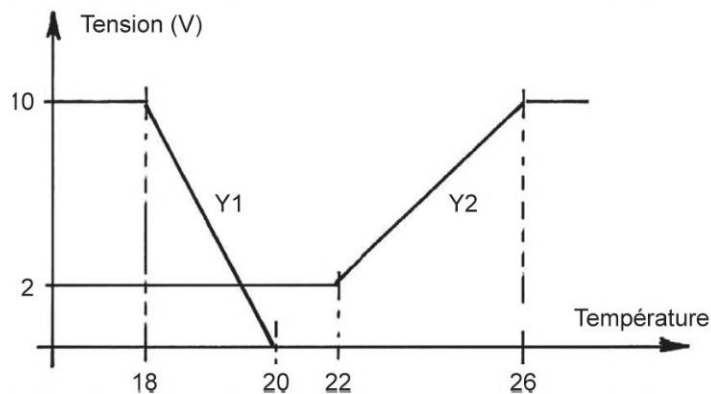


Figure 6.52 Loi des signaux

Y1 : Signal du servomoteur de la vanne de chauffage ; **Y2** : Signal du servomoteur du registre d'air. La tension de 2 volts garantit un débit d'air neuf minimum.

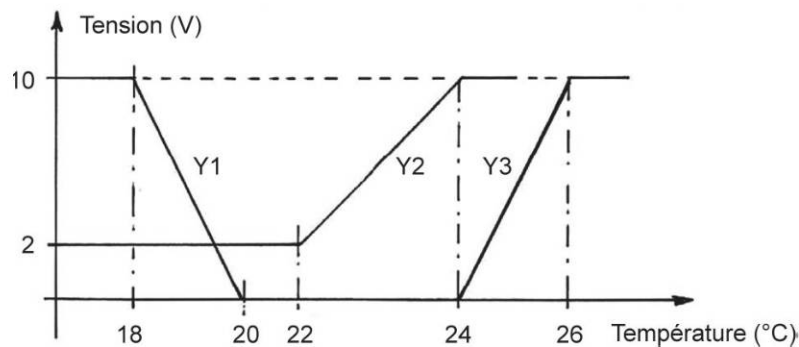


Figure 6.53 Loi des signaux

Environnement des centrales d'air :

Les centrales de traitement d'air à débit constant ou à débit variable consomment de l'eau chaude et de l'eau glacée. Leur fonctionnement est donc dépendant des groupes à eau glacée et des générateurs d'eau chaude.

Les régulations actuelles, grâce à la supervision, prennent souvent en compte l'ensemble :

- ▶ production des fluides chaud et froid,
- ▶ distribution des fluides,
- ▶ régulation des CTA,
- ▶ régulation des appareils terminaux.

La figure 6.54 représente un exemple de supervision concernant un groupe à eau glacée et une centrale de traitement d'air.

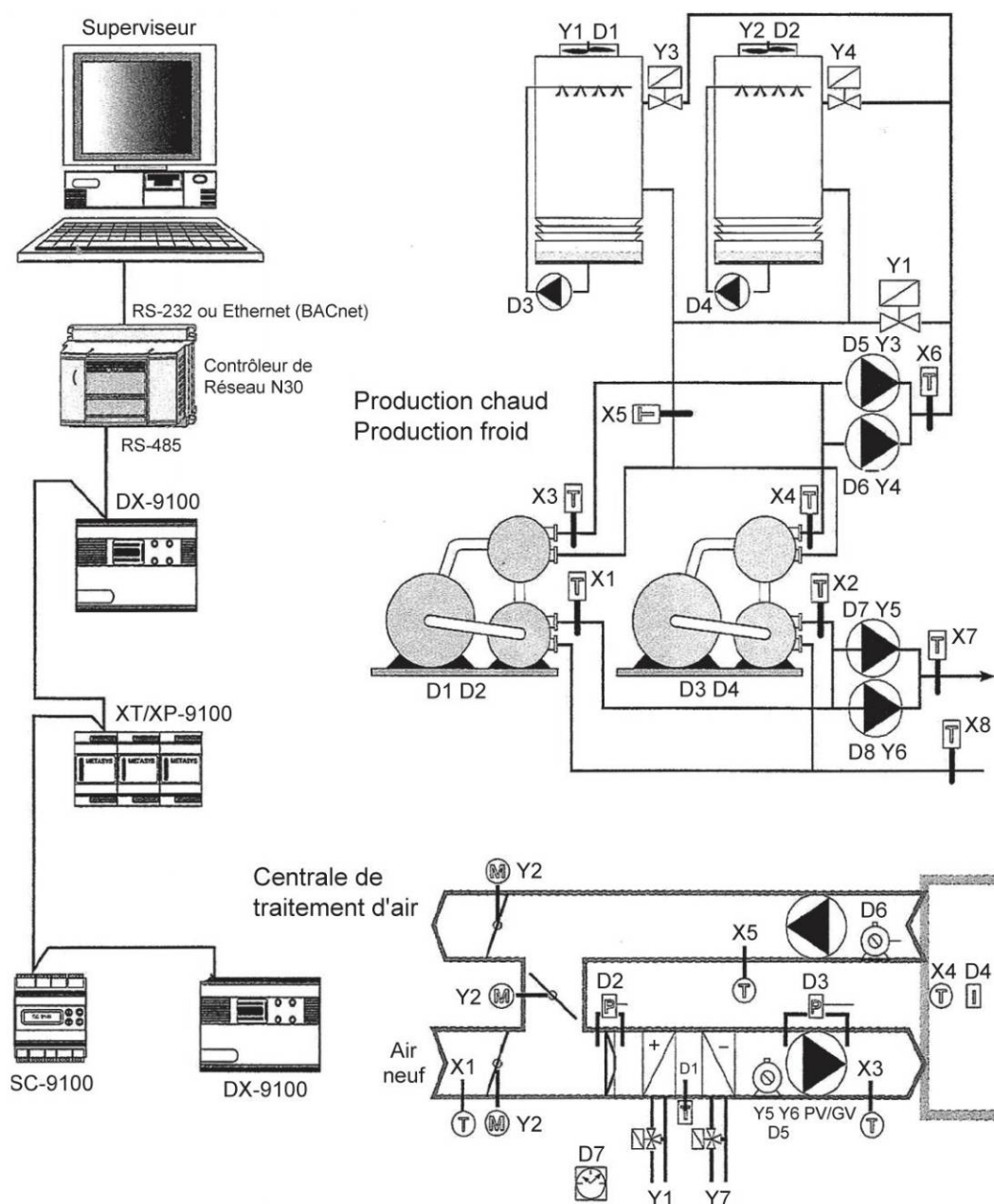


Figure 6.54 Synoptique d'un groupe à eau glacée et d'une centrale de traitement d'air avec la régulation correspondante (Doc. Johnson Controls)

6.6.4 Installation à double conduit

Les locaux à climatiser comportent une boîte de mélange généralement disposée en faux plafond. Cette boîte de mélange est raccordée à une gaine d'air chaud et à une gaine d'air froid. Chaque boîte de mélange est asservie à un thermostat d'ambiance permettant la prise en compte des besoins du local.

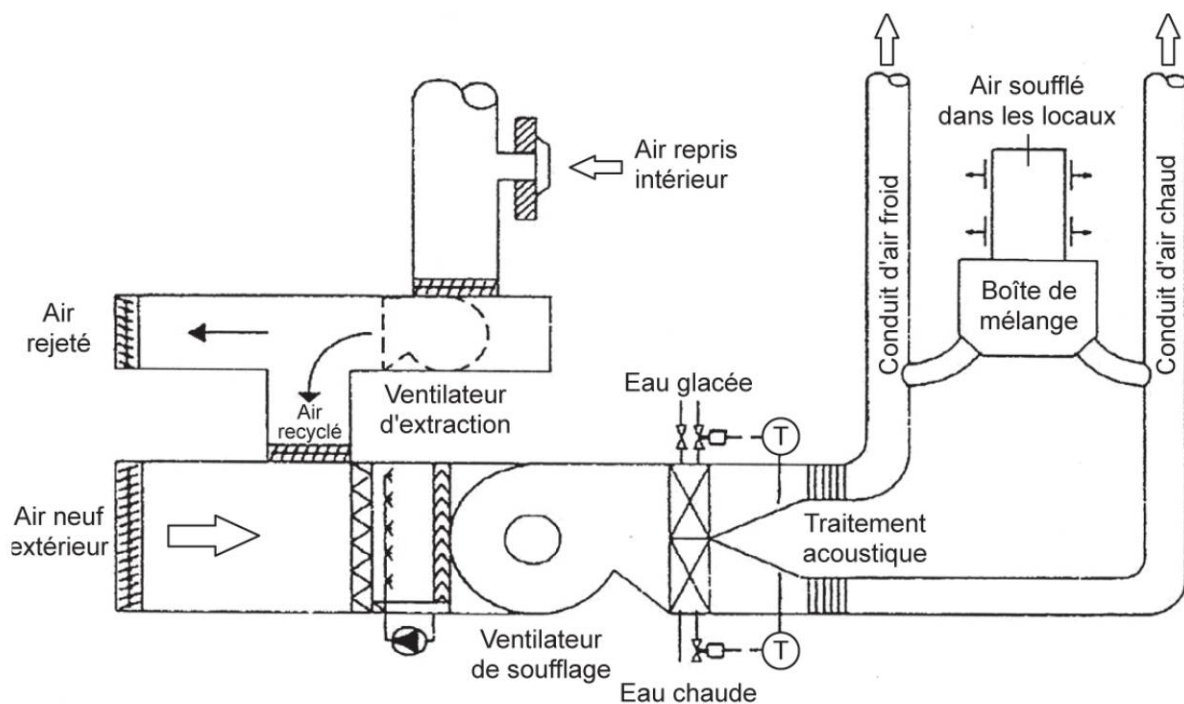


Figure 6.55 Schéma de principe d'une installation à 2 conduits

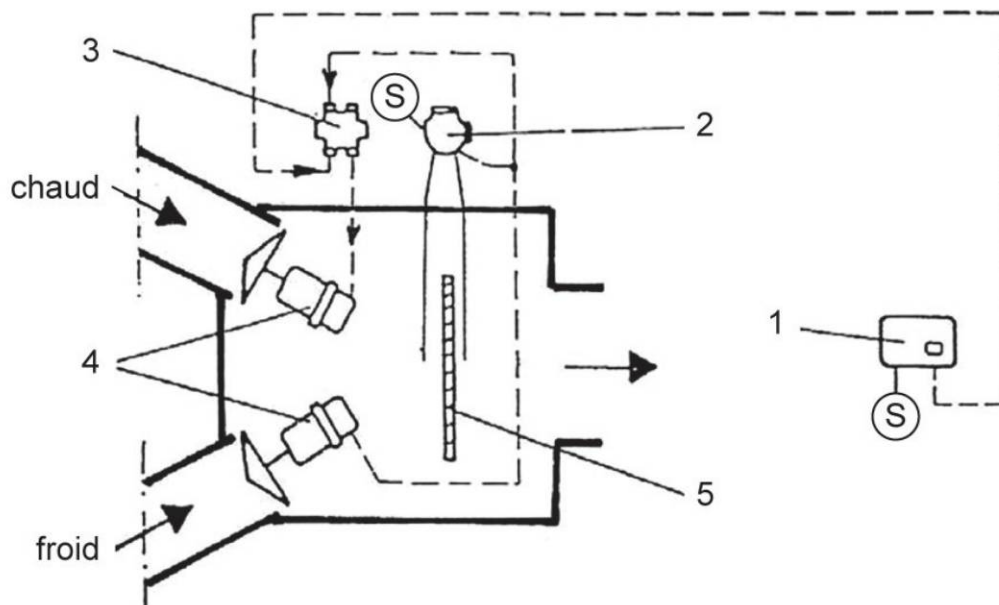


Figure 6.56 Boîte de mélange

1 : thermostat d'ambiance produisant une pression proportionnelle à la température ambiante ; **2** : régulateur de pression différentielle ; **3** : sélecteur de pression haute ; **4** : servomoteur pneumatique à plage décalée (exemple : le servomoteur chaud fonctionne dans la plage 8 à 13 psi, le servomoteur froid fonctionne dans la plage 4 à 8 psi).

La boîte de mélange de la figure 6.56 est à régulation et à servomoteurs pneumatiques.

Remarque

Actuellement, une telle boîte de mélange peut comporter des servomoteurs pneumatiques, mais la régulation est analogique ou numérique, les signaux de tension 0 à 10 volts sont alors convertis en signaux pneumatiques par un convertisseur électro-pneumatique. Les servomoteurs pneumatiques sont encore utilisés du fait de leur grande fiabilité et de leur comportement antidéflagrant.

■ Étude succincte des évolutions psychrométriques été et hiver d'une installation à double conduit

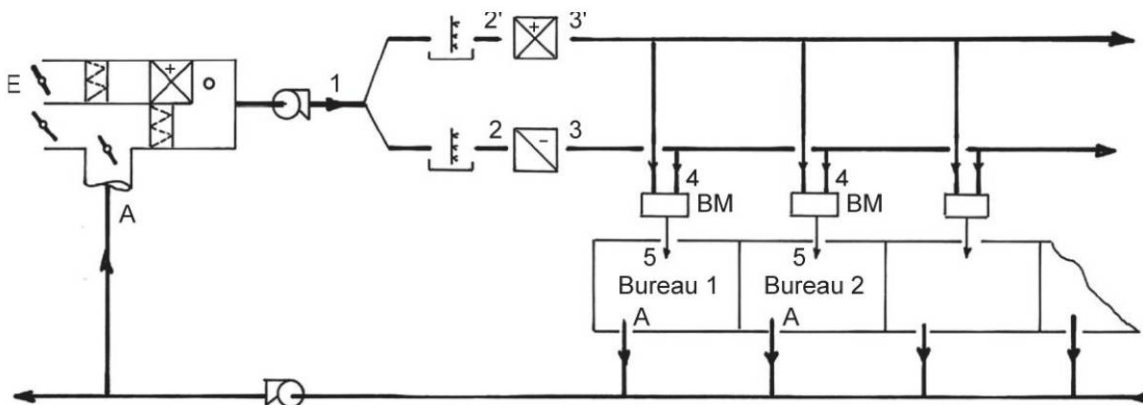


Figure 6.57 Schéma de principe d'une installation à double conduit

Évolution psychrométrique été :

L'air extérieur « E » est mélangé à l'air de reprise « A », ce qui donne l'air « 1 ». Le local demandant un refroidissement et une déshumidification, le laveur en amont de la batterie froide est mis hors service. Au niveau de la batterie froide, l'air évolue de « 1 » à « 2 ».

Le réseau de gaine est généralement long, ce qui provoque le réchauffement de « 2 » à « 3 ». Les airs « 3 » et « 1 » mélangés donnent l'air soufflé repéré « 4 ».

Dans le local climatisé, l'air évolue de « 4 » à « A » : l'air se réchauffe et sa chaleur latente augmente.

Évolution hiver :

L'air extérieur « E » est réchauffé jusqu'au repère « O », cet air est mélangé à l'air de reprise, ce qui donne l'air « 1 ».

Dans le laveur adiabatique, l'air évolue de « 1 » à « 2' ». La batterie chaude permet l'évolution « 2' » à « 3' ». Les airs « 3' » et « 1 » se mélangent et donnent l'air soufflé repéré « 5 ».

Dans le local climatisé, l'air évolue de « 5 » à « A ». L'air se refroidit et sa chaleur latente augmente.

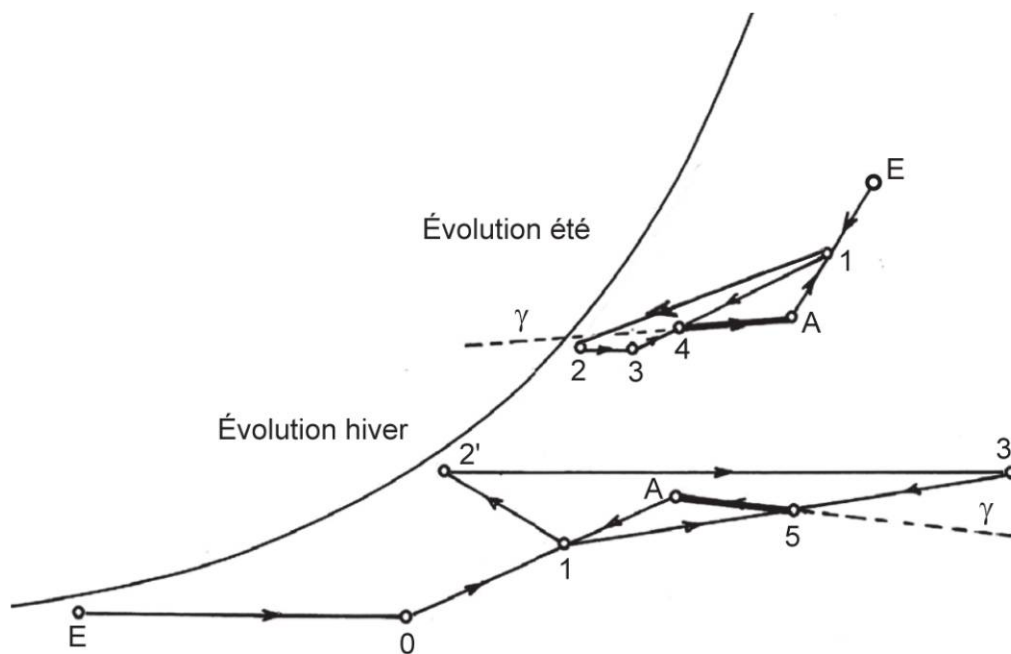


Figure 6.58 Principe des évolutions psychrométriques été et hiver

6.6.5 Les centrales de traitement d'air double flux

■ Généralités

La tendance actuelle est aux systèmes économes en énergie. Les centrales de traitement d'air (CTA) double flux vont dans ce sens (figures 6.59 et 6.60).

Les technologies permettant les transferts d'énergie étaient généralement extérieures aux CTA. Les centrales double flux, en intégrant le système de récupération avec échangeurs à plaques, présentent les avantages suivants :

- gain de place sur le site,
- gain de temps de mise en œuvre,
- coût compétitif,
- récupération entre 60 et 90 % (suivant les modèles),
- faible consommation pour les modèles avec 90 % de récupération (moteur EC).

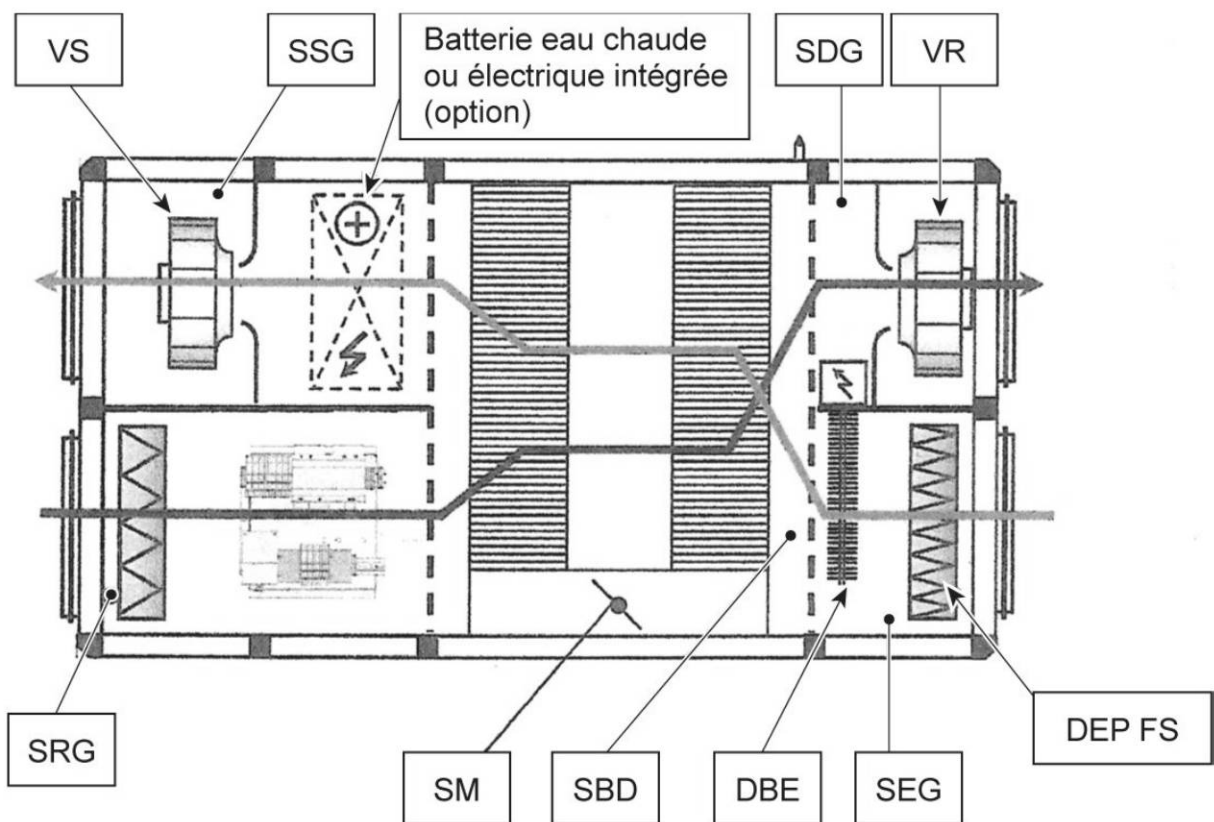


Figure 6.59 Exemple de centrale double flux CARMA haut rendement 90 % (Doc. Caladair)

SRG : sonde de reprise de gaine ; **SM** : servomoteur de bipasse ; **SBD** : sonde batterie de dégivrage ; **DBE** : batterie électrique de dégivrage (uniquement pour une température extérieure inférieure à -10°C) ; **SEG** : sonde extérieure de gaine ; **DEP FS** : pressostat filtre ; **VR** : ventilateur de reprise ; **SDG** : sonde de dégivrage de gaine ; **SSG** : sonde de soufflage de gaine ; **VS** : ventilateur de soufflage.

Remarque

Cette centrale peut être équipée d'une sonde CO_2 permettant l'adaptation du débit au taux d'occupation.



Figure 6.60 Raccordement aéraulique d'une centrale double flux
(Doc. Caladair)

6

■ Étude comparative entre une CTA classique et une CTA double flux

Hypothèses :

Débit d'air : $Q_v = 7\,000 \text{ m}^3/\text{h}$

Air neuf : température sèche $\theta = 0^\circ\text{C}$, hygrométrie relative $\psi = 80\%$

Air à souffler : température sèche $\theta = 26^\circ\text{C}$, hygrométrie relative $\psi = 30\%$

Air repris : température sèche $\theta = 18^\circ\text{C}$, hygrométrie relative $\psi = 55\%$

Rendement de l'échangeur : $\eta = 78\%$

□ CTA classique

L'évolution psychrométrique d'une centrale de traitement d'air classique est présentée en figure 6.61.

1-2 : évolution au niveau de la batterie de chauffage.

2-3 : humidification par vapeur saturée sèche.

3-4 : évolution dans le local climatisé.

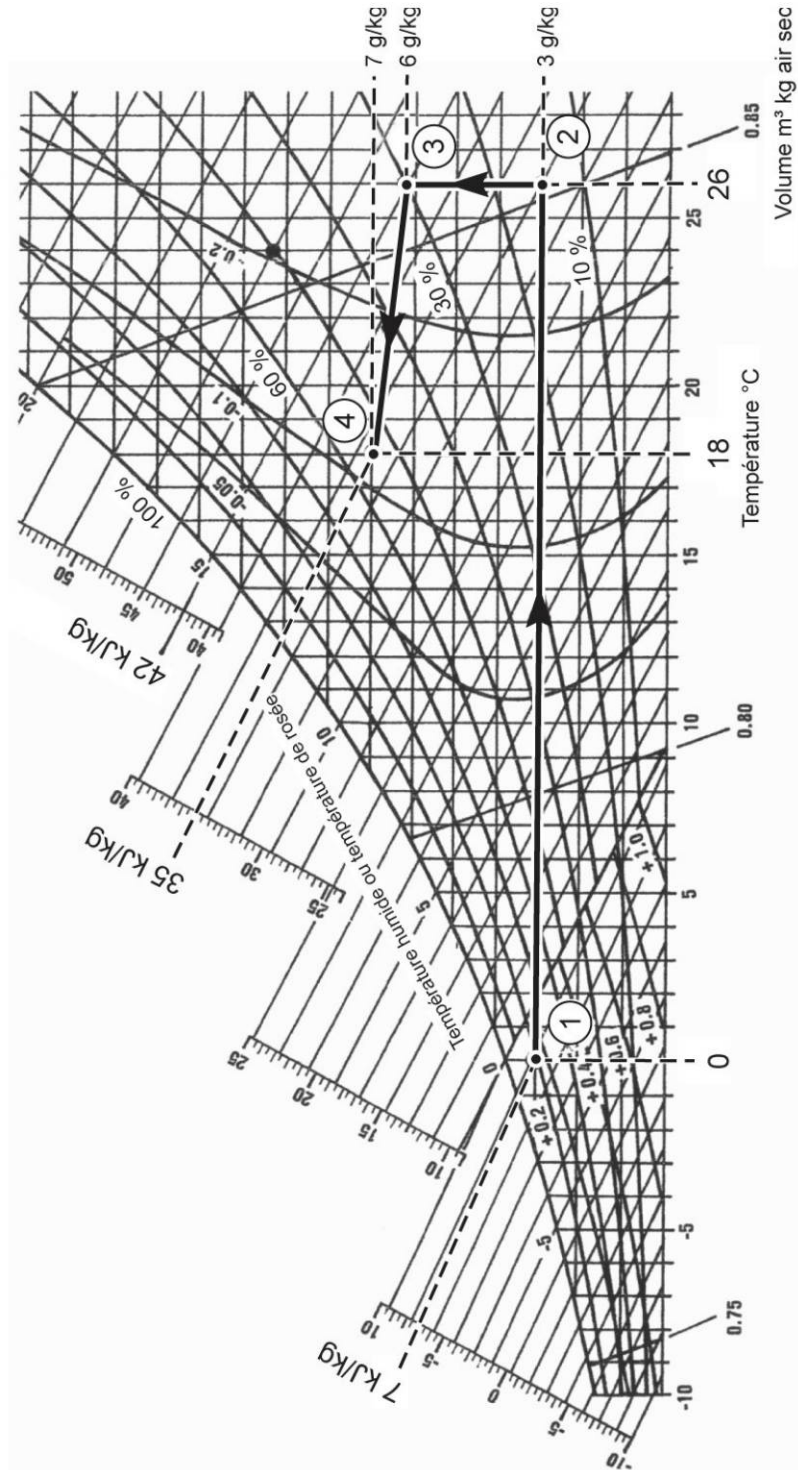


Figure 6.61 Évolution psychrométrique pour une CTA classique

Tableau 6.2 Grandeurs psychrométriques des points caractéristiques pour une CTA classique

	Température sèche, θ_s (°C)	Température humide, θ_h (°C)	Température de rosée, θ_r (°C)	Hygrométrie relative, ψ (%)	Enthalpie, H (kJ/kg)	Poids d'eau, W (g/kg)	Volume massique, v
1	0	-1	-3	80	7	3	0,78
2	26	12	-3	15	34	3	0,85
3	26	15	7	30	42	6	0,855
4	18	12,5	9	55	35	7	0,84

Débit massique d'air :

$$Q_m = Q_v / v = 7\,000 / 0,855 = 8\,187 \text{ kg/h} = \mathbf{2,274 \text{ kg/s}}$$

Différence d'enthalpie sur l'air neuf :

$$H = H_2 - H_1 = 34 - 7 = \mathbf{27 \text{ kJ/kg}}$$

Puissance de la batterie de chauffage :

$$P = Q_m \times H (2-1) = 2,274 \times 27 = \mathbf{61,4 \text{ kW}}$$

Puissance nécessaire à l'humidification :

$$P = Q_m \times H (3-2) = 2,274 \times (42 - 34) = \mathbf{18,2 \text{ kW}}$$

Puissance totale nécessaire :

$$P = 61,4 + 18,2 = \mathbf{79,6 \text{ kW}}$$

□ CTA double flux

L'évolution psychrométrique d'une centrale de traitement d'air double flux est présentée en figure 6.62.

1-6 : augmentation de la température de l'air neuf au niveau de l'échangeur à plaques.

6-2 : chauffage de l'air neuf par batterie électrique ou par batterie à eau chaude.

2-3 : humidification de l'air par vapeur saturée sèche.

3-4 : évolution dans le local climatisé.

4-7 : évolution de l'air de rejet au niveau de l'échangeur à plaques.

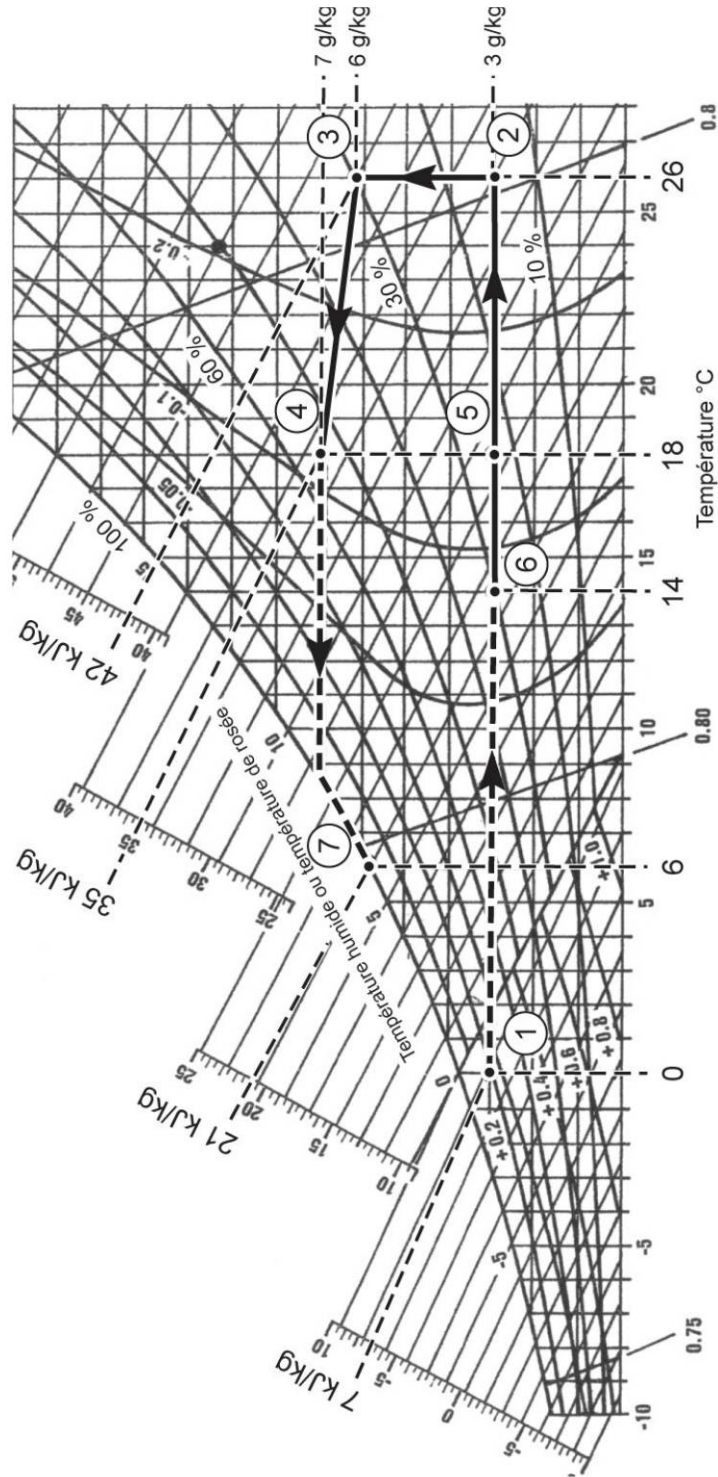


Figure 6.62 Évolution psychrométrique pour une CTA double flux

Tableau 6.3 Grandeurs psychrométriques des points caractéristiques pour une CTA double flux

	Température sèche, θ_s (°C)	Température humide, θ_h (°C)	Température de rosée, θ_r (°C)	Hygrométrie relative, ψ (%)	Enthalpie, H (kJ/kg)	Poids d'eau, W (g/kg)	Volume massique, v
1	0	-1	-3	80	7	3	0,78
2	26	12	-3	15	34	3	0,85
3	26	15	7	30	42	6	0,855
4	18	12,5	9	55	35	7	0,84
5	18	8,5	-3	25	25	3	0,83
6	14	6,5	-3	30	21	3	0,82
7	6	6	6	100	21	6	0,8

Transfert d'enthalpie si l'échangeur a un rendement de 100 % ($H_5 - H_1$) :

$$H = 25 - 7 = \mathbf{18 \text{ kJ/kg}}$$

Transfert réel si le rendement de l'échangeur est de 78 % :

$$H = 18 \times 0,78 = \mathbf{14 \text{ kJ/kg}}$$

L'enthalpie de l'air neuf après l'échangeur est donc :

$$H_1 + 14 = 7 + 14 = \mathbf{21 \text{ kJ/kg}} \text{ (rep. 6)}$$

Enthalpie de l'air de reprise après l'échangeur :

$$H_4 - 14 = 35 - 14 = \mathbf{21 \text{ kJ/kg}} \text{ (rep. 7)}$$

Nouvelle puissance nécessaire en chauffage :

$$P = Q_m \times H \text{ (2-6)} = 2,274 \times (34 - 21) = \mathbf{29,56 \text{ kW}}$$

La puissance nécessaire à l'humidification est inchangée : $\mathbf{P = 18,2 \text{ kW}}$

Puissance totale nécessaire :

$$P = 29,56 + 18,2 = \mathbf{47,76 \text{ kW}}$$

Gain de puissance dû à l'échangeur :

$$P = 79,6 - 47,76 = \mathbf{31,84 \text{ kW}}$$

Remarques

Ces échangeurs à plaques ne permettent qu'un transfert de chaleur sensible. Les échangeurs rotatifs à récupération de chaleur totale permettraient un meilleur rendement dans le cas de besoin d'humidification.

Le gain de puissance généré par la CTA double flux fait que le temps de retour du surinvestissement est faible.

Ces échangeurs à plaques nécessitent peu de maintenance.

Les CTA double flux compliquent un peu le réseau aéraulique.

Ces échangeurs créent des pertes de charge sur l'air.

Au niveau de cet exemple, il y a condensation. Les condensats sont à une température positive (+6 °C). Lors de températures négatives, il est nécessaire d'éviter la prise en glace. En cas de givrage, la régulation peut agir :

- sur un bipasse et une réduction du débit de l'air neuf,
- sur une batterie électrique de dégivrage.

6.7 Les systèmes tout eau

Dans les systèmes tout eau, on peut distinguer les ventilo-convecteurs et les modules de traitement d'air (MTA).

6.7.1 Les ventilo-convecteurs

Ces appareils terminaux assurent les fonctions suivantes :

- ▶ le refroidissement,
- ▶ le chauffage,
- ▶ la filtration.

Ils sont généralement montés en allège sous les baies vitrées, ils peuvent aussi être plafonniers. Du fait de leur coût d'investissement modéré, ils sont souvent utilisés dans les bâtiments à usage de bureaux.

On trouve différents types de ventilo-convecteurs :

- ▶ Ventilo-convecteurs 2 tubes. Ils ne comportent qu'une seule batterie. Cette batterie peut être alimentée en eau glacée en été et en eau chaude l'hiver. Il est aussi possible d'associer une batterie électrique à la batterie à eau, on parle alors d'appareil 2 tubes 2 fils.
- ▶ Ventilo-convecteurs 3 tubes. Ils comportent alors 2 batteries, l'une est alimentée en eau glacée et l'autre en eau chaude, le retour des 2 batteries étant commun. Cette possibilité est peu utilisée actuellement, elle est en effet peu intéressante sur le plan énergétique.
- ▶ Ventilo-convecteurs 4 tubes. Ils comportent 2 batteries, chacune comportant sa vanne de régulation.

La figure 6.63 donne le schéma d'un ventilo-convecteur permettant le chauffage, le refroidissement, la filtration et l'admission d'air neuf.

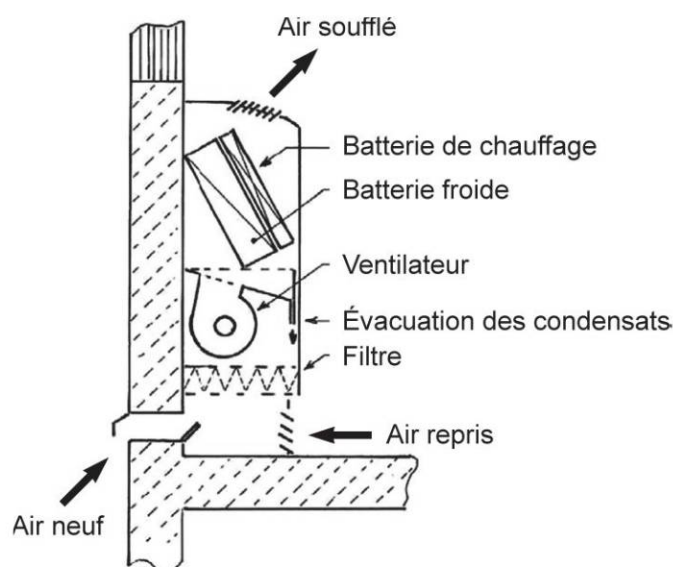


Figure 6.63 Schéma de principe d'un ventilo-convecteur monté en allège

Les ventilo-convecteurs, dans leur configuration la plus simple, sont réglés par thermostat d'ambiance tout ou rien. La batterie à eau glacée est alors associée à une vanne 2 voies. Certains ventilo-convecteurs sont équipés de régulation analogique, cette régulation agit en proportionnel sur des vannes à 3 ou 4 voies.

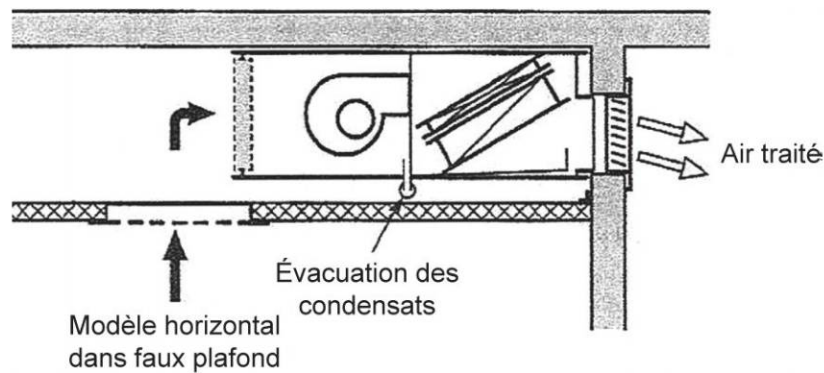


Figure 6.64 Exemple de ventilo-convecteur monté en faux plafond

Dans un ventilo-convecteur 2 tubes 2 fils, la température est maintenue par une action en cascade sur la vanne 2 voies en cas d'écart mesure – consigne positif et sur la vanne de courant (triac) en cas d'écart négatif. La vitesse du ventilateur (PV, MV, GV) est adaptée à l'importance de l'écart.

Dans un ventilo-convecteur 4 tubes, la température est maintenue par une action en cascade sur les vannes 3 voies eau chaude et eau glacée. La vitesse du ventilateur (PV, MV, GV) est adaptée à l'importance de l'écart (figure 6.65).

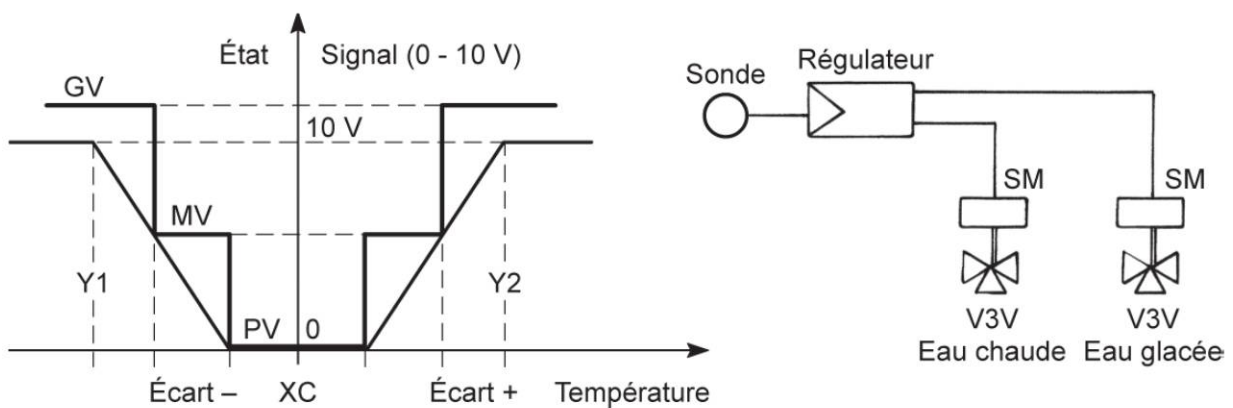


Figure 6.65 Exemple de boucle de régulation concernant un ventilo-convecteur à 4 tuyaux

Ces appareils sont de plus en plus souvent régulés en numérique, laquelle régulation offre beaucoup de possibilités (figure 6.66).

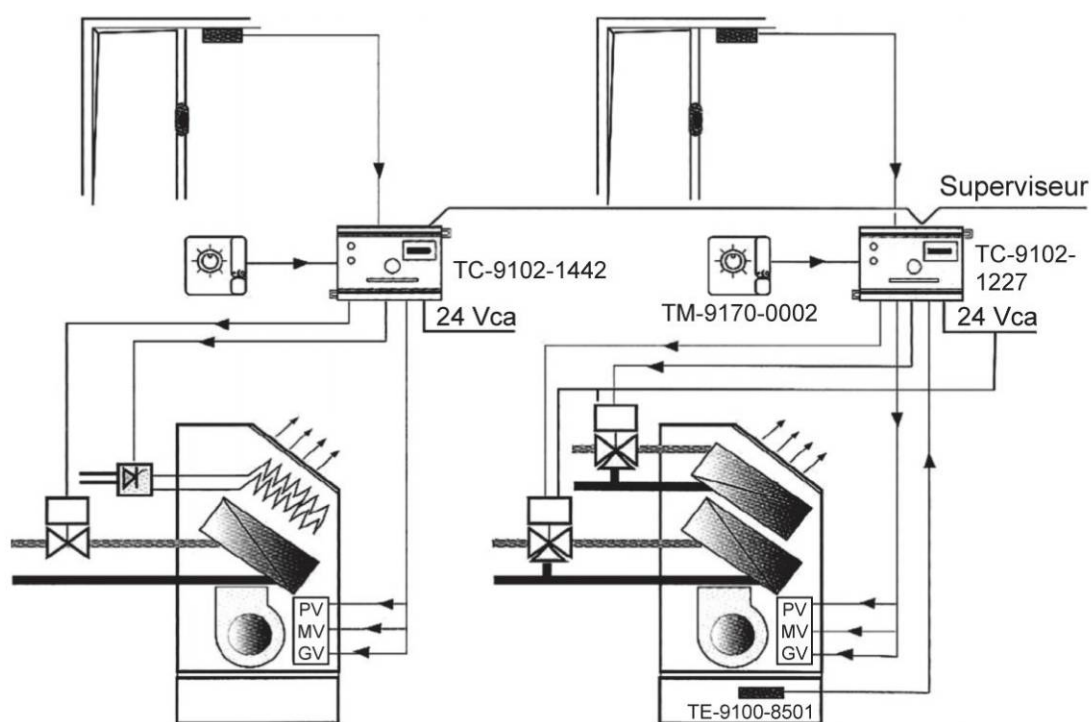


Figure 6.66 Exemple de régulation communicante de ventilo-convecteurs
(Doc. Johnson Controls)

6.7.2 Les modules de traitement d'air

Ces modules de traitement d'air (MTA) sont un peu comparables aux ventilo-convecteurs mais sont placés dans un local technique par étage. Le **MTA** est raccordé à des diffuseurs linéaires par 2 gaines souples permettant l'admission de l'air traité et de l'air de reprise.

Un MTA remplit les fonctions suivantes :

- ▶ filtration de l'air,
- ▶ chauffage par batterie à eau chaude,
- ▶ refroidissement par batterie à eau glacée,
- ▶ mélange de l'air du local avec de l'air neuf préalablement traité par une centrale,
- ▶ soufflage et reprise de l'air par gaines souples.

Chaque MTA a sa propre régulation numérique permettant de garantir la température ambiante par action sur :

- ▶ le débit d'air soufflé par variation de la vitesse du ventilateur,
- ▶ les débits d'eau chaude et d'eau glacée.

L'intégration du MTA en local technique d'étage le destine plus particulièrement aux bâtiments où priment modularité et flexibilité. On le rencontre donc principalement dans les bâtiments à usage tertiaire.

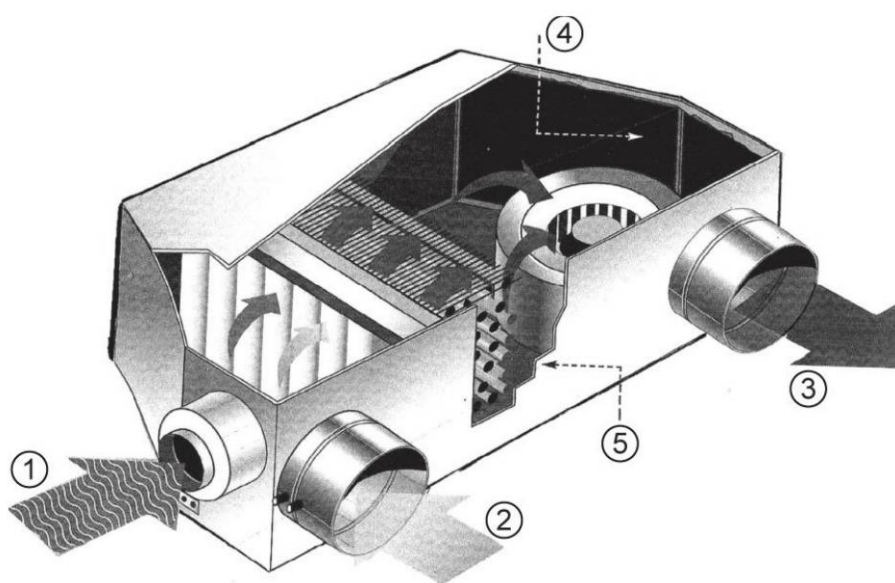


Figure 6.67 Vue d'un MTA (Doc. Carrier)

1 : air neuf ; 2 : air repris ; 3 : air soufflé ; 4 : ventilateur ; 5 : batterie(s).

L'unité MTA de la figure 6.67 peut être équipée de 2 batteries (4 tubes). Elle peut aussi être du type 2 tubes, 2 fils. La batterie est alors la batterie froide à eau glacée et le chauffage est assuré par des résistances électriques. Chaque unité est reliée par une gaine souple à une centrale de traitement d'air neuf. Le ventilateur peut être à vitesse variable ou à 3 vitesses.

Il est possible d'équiper ces unités de sondes de détection de CO_2 , ce qui permet d'adapter en permanence le débit d'air neuf aux besoins.

Par ailleurs, ces unités peuvent être équipées de filtre d'efficacité EU3, EU5 ou EU6.

La figure 6.68 donne une vue d'ensemble d'un bâtiment climatisé à partir de MTA.

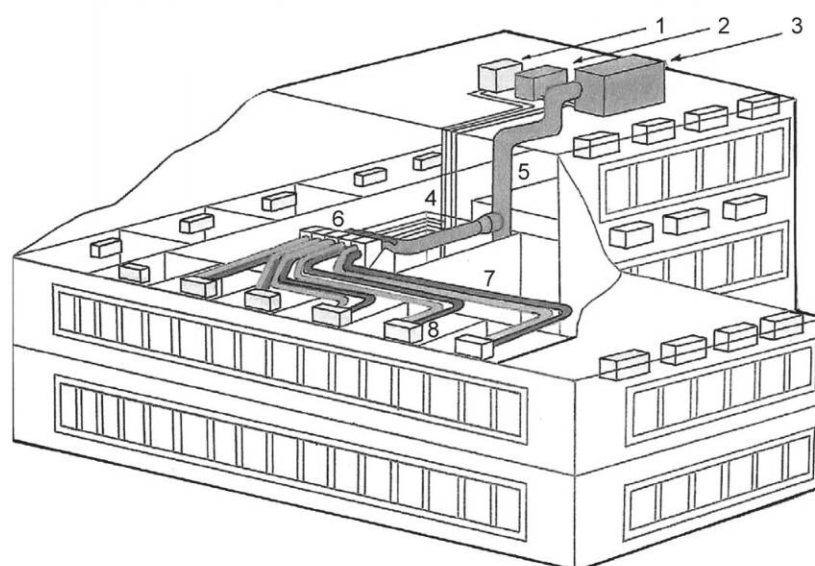


Figure 6.68 Répartition des MTA dans un bâtiment à usage de bureaux (Doc. Carrier)

1 : Chaudière (production d'eau chaude) ; **2** : Groupe à eau glacée ; **3** : Centrale de préparation de l'air neuf ; **4** : Tuyauteries d'eau chaude et d'eau glacée ; **5** : Gaine principale d'air neuf ; **6** : Modules de traitement d'air (MTA) ; **7** : Gaines souples raccordant le diffuseur au MTA correspondant ; **8** : Diffuseur plafonnier.

6.8 Les systèmes mixtes : les éjecto-convecteurs et les poutres climatiques dynamiques

6.8.1 Les éjecto-convecteurs

Les éjecto-convecteurs sont des appareils terminaux raccordés hydrauliquement et aérauliquement (figure 6.69).

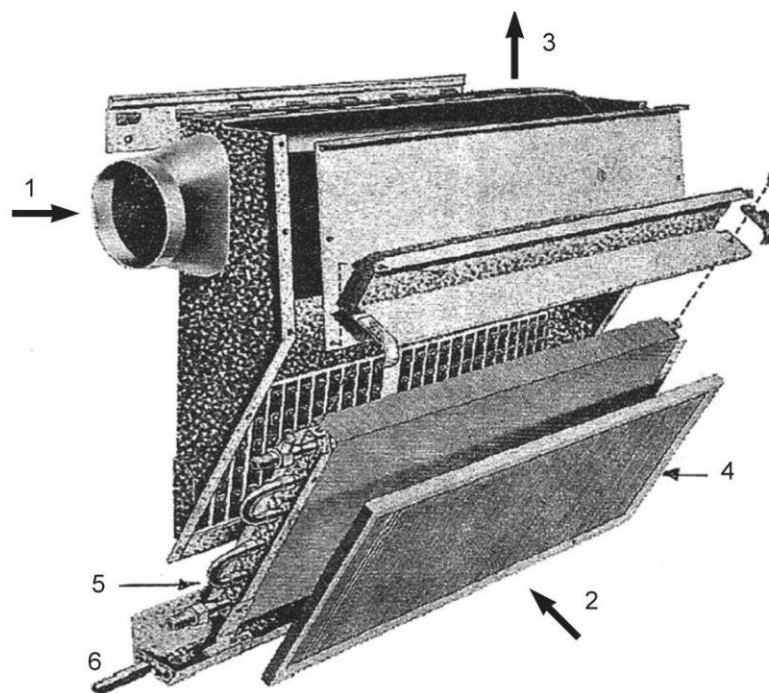


Figure 6.69 Vue éclatée d'un éjecto convecteur (Doc. Carrier)

1 : raccordement à la gaine d'air inducteur ; **2** : air induit (air aspiré du local) ; **3** : air soufflé (mélange d'air inducteur et d'air induit) ; **4** : filtre ; **5** : batterie ; **6** : évacuation des condensats.

L'air inducteur est admis dans l'éjecto-convecteur à partir de buses. Ces buses éjectent l'air verticalement à grande vitesse. En fonction du principe de Venturi, ces jets d'air créent un vide relatif, ce qui a pour conséquence de créer une dépression en amont du filtre à air : l'air du local est aspiré en « 2 » sur la figure 6.69.

Cet air aspiré est appelé air induit. L'air soufflé est donc un mélange d'air inducteur et d'air induit. En fonction des réglages et de la pression dynamique de l'air inducteur, on peut considérer qu'un mètre cube d'air inducteur permette l'admission de 4 mètres cubes d'air induit. Un mètre cube d'air inducteur permet donc le soufflage d'environ 5 mètres cubes d'air traité.

Avantages des éjecto-convecteurs :

- ▶ maintenance aisée du fait de l'absence de ventilateur,
- ▶ appareils très compacts,
- ▶ apport d'air neuf nécessaire assuré,
- ▶ réseau aéraulique compact du fait des vitesses élevées (environ 20 m/s),
- ▶ rôle triple de l'air inducteur : c'est le fluide moteur, il assure un taux de renouvellement d'air neuf constant, il permet enfin de garantir l'hygrométrie relative grâce à la régulation par point de rosée au niveau de la centrale.

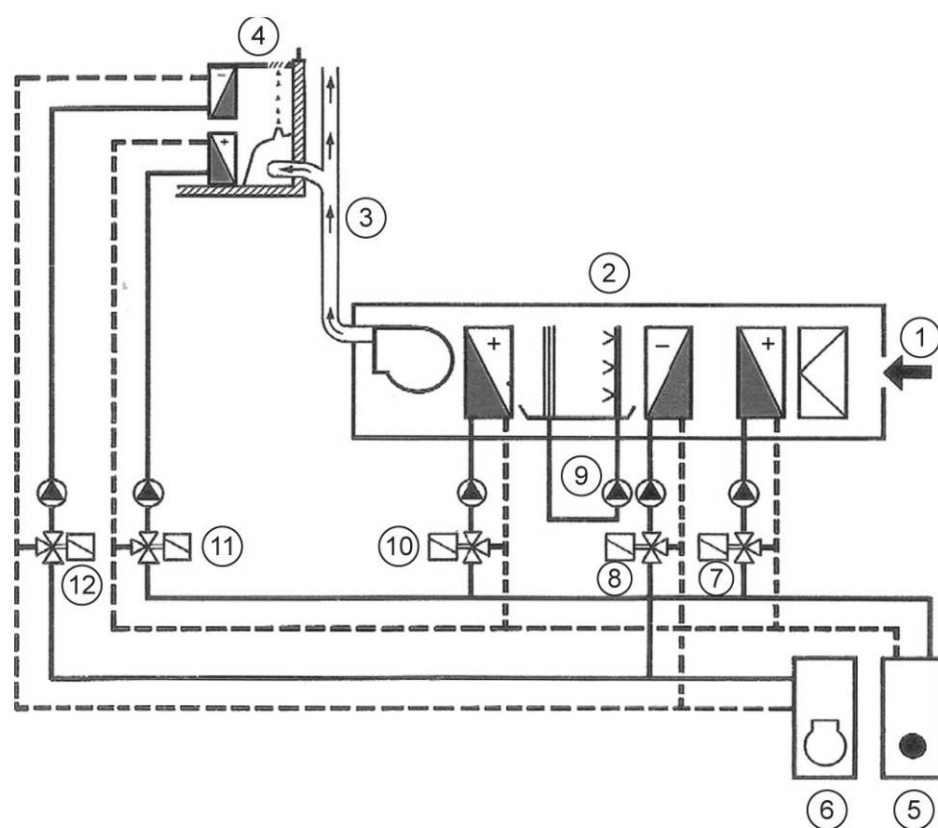


Figure 6.70 Vue d'ensemble d'une installation à éjecto-convecteurs

1 : air neuf ; **2** : centrale de traitement de l'air inducteur ; **3** : gaine d'air inducteur ; **4** : éjecto-convecteur ; **5** : chaudière (production de l'eau chaude) ; **6** : groupe à eau glacée ; **7** : vanne 3 voies de la batterie de préchauffage ; **8** : Vanne 3 voies de la batterie à eau glacée ; **9** : laveur adiabatique ; **10** : Vanne 3 voies de la batterie de réchauffage ; **11** : Vanne 3 voies de la batterie à eau chaude de l'éjecto-convecteur ; **12** : Vanne 3 voies de la batterie à eau glacée.

Inconvénients :

- ▶ le niveau sonore peut être élevé,
- ▶ le coût d'investissement est élevé, chaque appareil étant raccordé hydrauliquement (2, 3 ou 4 tubes) et aérauliquement (l'air inducteur).

6.8.2 Les poutres climatiques dynamiques

■ Généralités

Sur le plan fonctionnalité, les poutres climatiques dynamiques sont proches des éjecto-convecteurs.

Les principales différences consistent dans leur montage (en faux plafond) et dans leur puissance généralement faible.

Les poutres climatiques dynamiques s'utilisent de préférence dans les locaux à basse consommation lorsque les besoins en chauffage et en refroidissement ne dépassent pas 70 W/m^2 .

■ Principe de fonctionnement

Les flux d'air sont détaillés en figures 6.71 à 6.73.

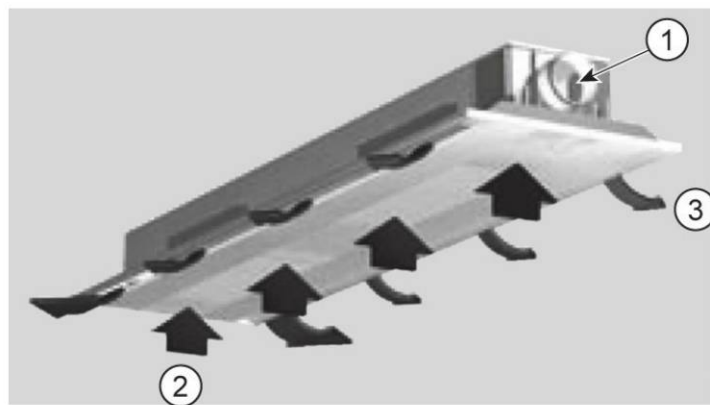


Figure 6.71 Différents flux d'air d'une poutre climatique dynamique (Doc. Halton)

1 : air inducteur ; **2** : air induit ; **3** : air soufflé.

L'air primaire pénètre dans le plenum de la poutre climatique (figure 6.72, rep. 1) d'où il est éjecté par des buses (rep. 5). D'après le principe de

Venturi, les jets inducteurs créent une dépression, l'air du local est donc aspiré au centre de la poutre (rep. 2). Cet air induit traverse une grille puis une batterie chaude ou froide. L'air induit et l'air inducteur mélangés donnent un air qui est soufflé parallèlement au faux plafond (rep. 3).

Grâce à l'effet Coanda, l'air soufflé a une portée suffisante pour permettre une température homogène dans le local climatisé et une faible vitesse d'air dans la zone occupée.

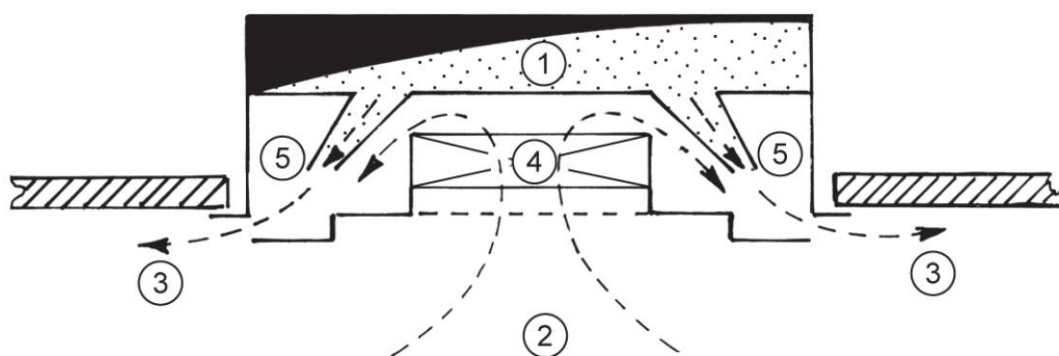


Figure 6.72 Vue en coupe d'une poutre climatique dynamique

1 : plénum d'air inducteur ; **2** : air induit ; **3** : air soufflé ; **4** : batterie chaude ou froide ; **5** : buse de soufflage d'air inducteur.

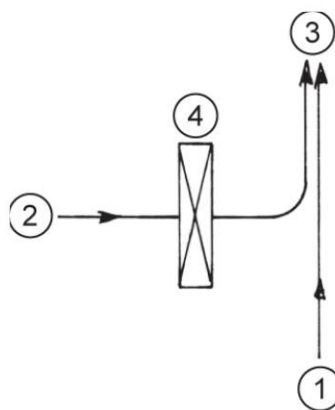


Figure 6.73 Principe aéraulique d'une poutre climatique

1 : air primaire (air inducteur) ; **2** : air induit ; **3** : air soufflé ; **4** : batterie chaude ou froide.

■ Régulation

Ces poutres climatiques peuvent être à débit d'air inducteur constant ou variable.

Prenons l'hypothèse d'un débit d'air inducteur variable.

Considérons un écart mesure/consigne progressivement croissant.

Dans un premier temps, le signal d'écart agit sur le débit d'air inducteur.

Dans un second temps, il y a action sur le débit d'eau chaude ou d'eau froide. Cette action peut être tout ou rien ou progressive à partir de vanne 2 ou 3 voies.

Notons enfin que certains fabricants proposent des poutres climatiques dont la régulation est basée sur la qualité de l'air à partir de sondes sensibles au CO_2 .

■ Valeurs usuelles de fonctionnement

En mode chauffage, pour obtenir un confort optimal avec un faible gradient de température, la différence entre l'air soufflé et l'air ambiant ne doit pas excéder 3 °C.

Dans le cas de batterie à eau chaude, la température d'entrée ne doit pas dépasser 35 °C.

Dans le cas de poutres climatiques 2 tubes 2 fils, la puissance électrique installée est d'environ 300 W/ml.

En mode refroidissement, la température d'entrée de l'eau est de 15 °C et la température de sortie de 18 °C.

Les valeurs élevées ci-dessus permettent d'éviter les problèmes de condensation.

■ Différents modèles de poutres climatiques dynamiques

- ▶ Modèle 4 tubes avec batterie chaude et batterie froide.
- ▶ Modèle 2 tubes avec possibilité de change over.
- ▶ Modèle 2 tubes 2 fils.
- ▶ Modèle avec bouche d'extraction intégrée.
- ▶ Modèle avec luminaires encastrés dans la poutre.
- ▶ Modèle avec module de réglage de débit d'air.

■ Poutres climatiques statiques

Les poutres climatiques statiques (figure 6.74) ne sont plus à classer dans les systèmes mixtes, elles seraient à classer dans les systèmes tout eau.

Ces poutres ne sont utilisables qu'en refroidissement.

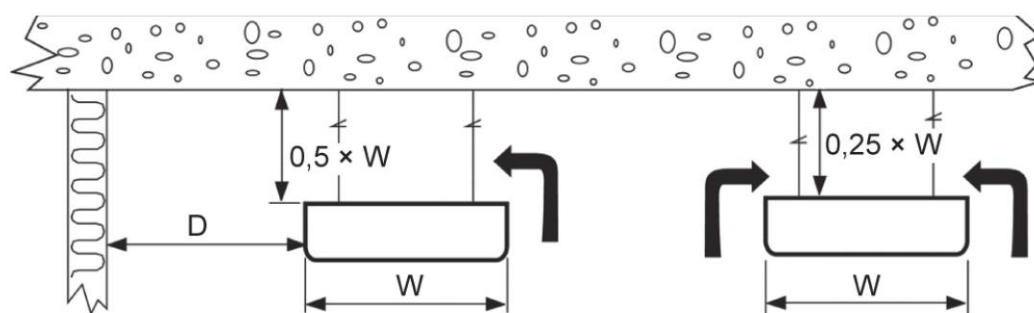


Figure 6.74 Montage de poutres climatiques statiques (Doc. Halton)

D : distance entre la poutre et la paroi ; **W** : largeur de la poutre climatique statique.

Si **D** est égale ou inférieure à **W**, la distance avec le plafond doit être au moins égale à **0,5 W**.

Dans le cas contraire, la distance entre la poutre climatique et le plafond peut être égale à **0,25 W**.

Ces poutres climatiques ne comportant aucune pièce en mouvement, elles nécessitent peu de maintenance.

6.9 Les systèmes VRV ou DRV

6.9.1 Définitions de quelques termes ou expressions

VRV signifie volume de réfrigérant variable.

DRV signifie débit de réfrigérant variable.

Les 2 abréviations représentent la même technologie.

Des machines sont définies comme étant **VRV Inverter 2 ou 3 tubes**.

Inverter est le nom de la technologie utilisée pour faire varier la puissance frigorifique des compresseurs.

La variation de la puissance frigorifique s'accompagne d'une réduction pratiquement proportionnelle de la puissance électrique absorbée. Ce choix technologique s'avère donc très économique. La technologie Inverter permet d'adapter la puissance instantanée à l'écart mesure – consigne, la durée d'obtention de la valeur de consigne est donc réduite (figure 6.75).

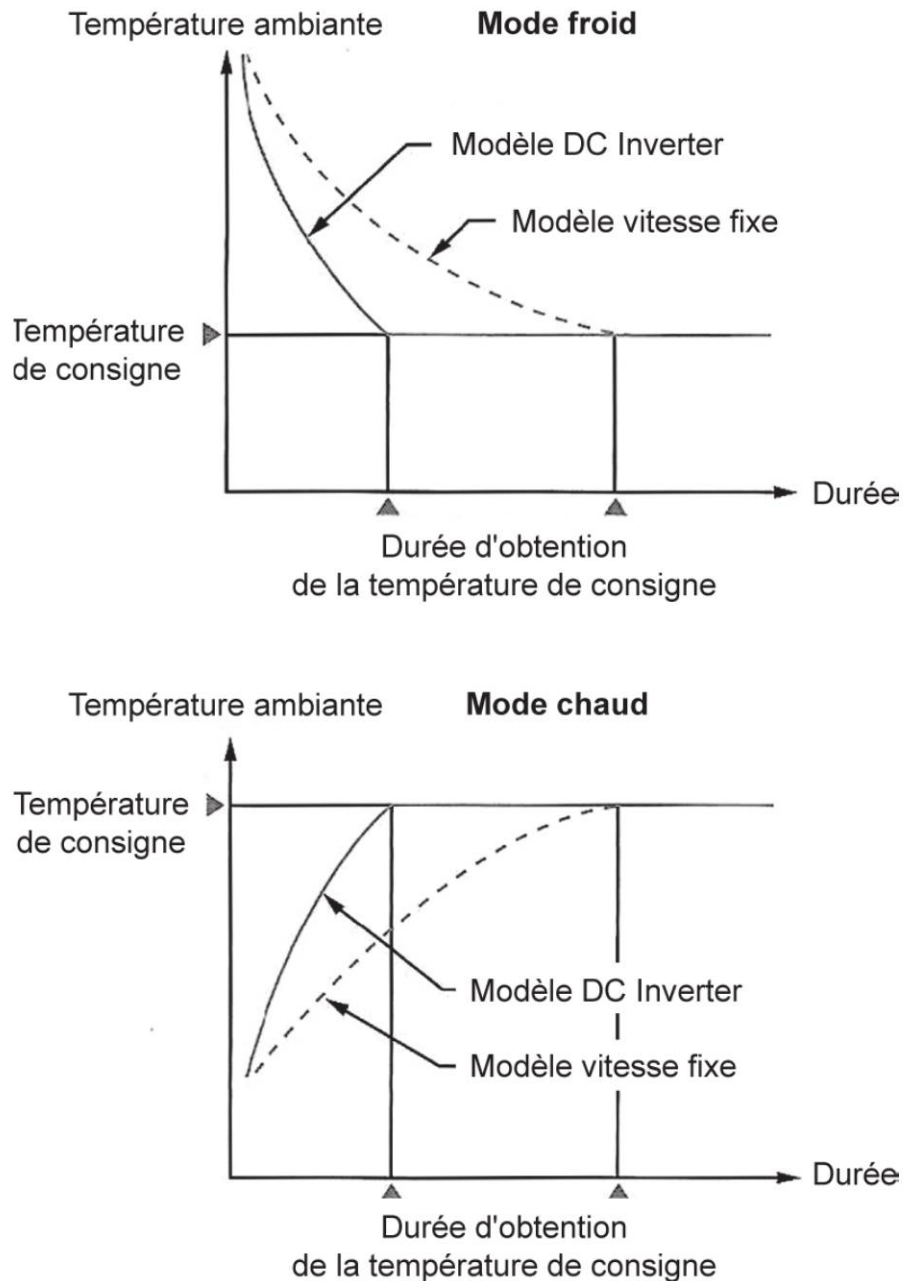


Figure 6.75 Comparaison des durées nécessaires à l'obtention de la température de consigne entre des machines à vitesse constante et des machines dotées de la technologie **Inverter** (Doc. Ace-Airwell)

2 tubes : toutes les unités intérieures raccordées à un même groupe extérieur fonctionnent en chauffage ou en refroidissement.

3 tubes : la technologie 3 tubes est souvent appelée « à **récupération d'énergie** ». Les unités intérieures sont alors indépendantes les unes des autres. Si l'écart mesure – consigne est négatif, l'unité fonctionne en chauffage. Si l'écart mesure – consigne est positif, l'unité fonctionne en refroidissement.

6.9.2 Principe de fonctionnement d'un système VRV Inverter 3 tubes

Chaque unité intérieure a sa propre régulation.

Entre une unité intérieure et le groupe extérieur, se trouve une boîte de sélection (BS). En fonction des écarts positifs ou négatifs, la boîte de sélection autorise l'alimentation de l'unité en fluide frigorigène liquide : la batterie de l'unité fait alors office d'évaporateur, ou en fluide frigorigène gaz chauds haute pression : la batterie intérieure fait alors office de condenseur.

Le troisième tube est utilisé pour transférer le fluide frigorigène entre les unités intérieures dont le mode de fonctionnement diffère.

Dans l'exemple « idéal » de la figure 6.76, les unités « 1 » et « 2 » fonctionnent en refroidissement, alors que les unités « 3 » et « 4 » fonctionnent en chauffage.

Les unités « 3 » et « 4 » consomment la chaleur prélevée par les unités « 1 » et « 2 », plus l'énergie nécessaire à la compression. Dans cette hypothèse très favorable, il n'y a aucun rejet de chaleur au niveau du groupe extérieur.

Quel est l'effet « thermique » d'une telle machine ?

Caractéristiques fonctionnelles :

$$\Theta_k = 45\text{ °C.}$$

$$\Theta_0 = +5\text{ °C.}$$

$$S/C = 5\text{ °C.}$$

$$S/R = 5\text{ °C.}$$

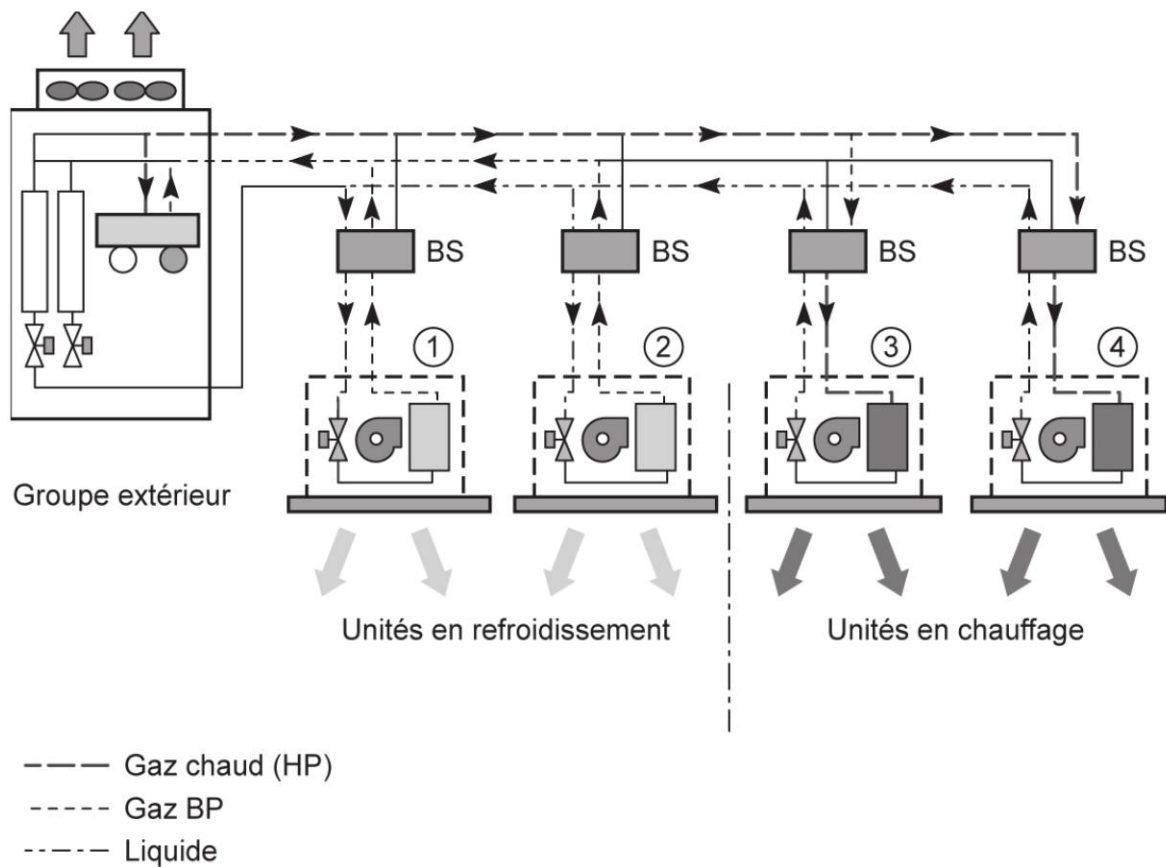


Figure 6.76 Schéma de principe d'une installation VRV inverter 3 tubes (Doc. Daikin)

Énergie nécessaire à la compression : $H^s2 - H^s1 = 470 - 436 = 34 \text{ kJ/kg}$.

Production de froid : $H^s1 - H^s4 = 436 - 270 = 166 \text{ kJ/kg}$.

Production de chaleur : $H^s2 - H^s3 = 470 - 270 = 200 \text{ kJ/kg}$.

L'effet énergétique est alors le suivant : $\frac{166 + 200}{34} = 10,7 \text{ kJ utiles/kJ dépensé}$.

Cette performance énergétique est théorique car elle ne tient pas compte du rendement indiqué du compresseur ainsi que des divers rendements mécaniques et électriques. Les auxiliaires consomment également de l'énergie, en particulier les ventilateurs.

Notons également que les conditions de marche sont ici relativement favorables.

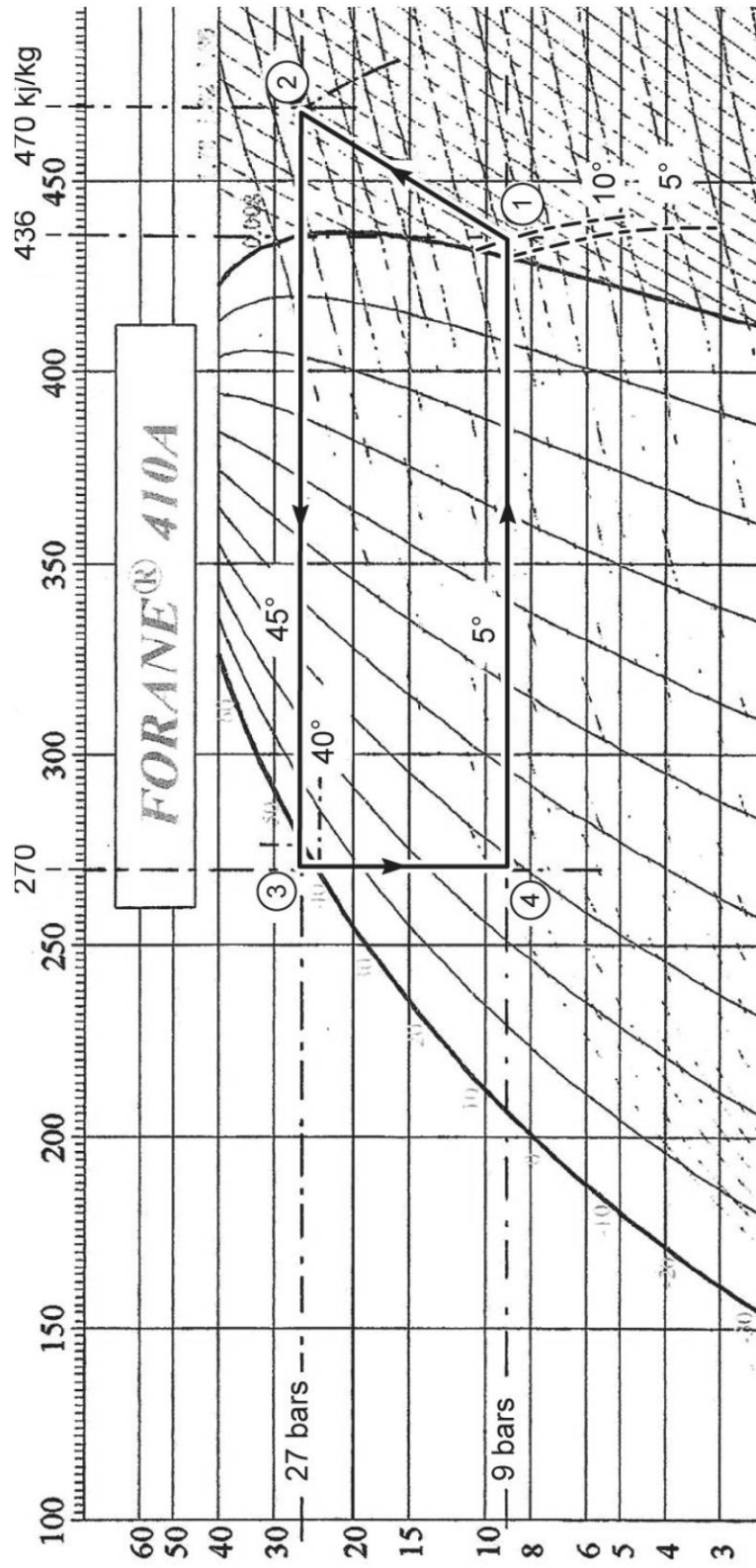


Figure 6.77 Cycle de fonctionnement théorique possible d'une installation VRV

6.9.3 Unité intérieure associée à sa boîte de sélection

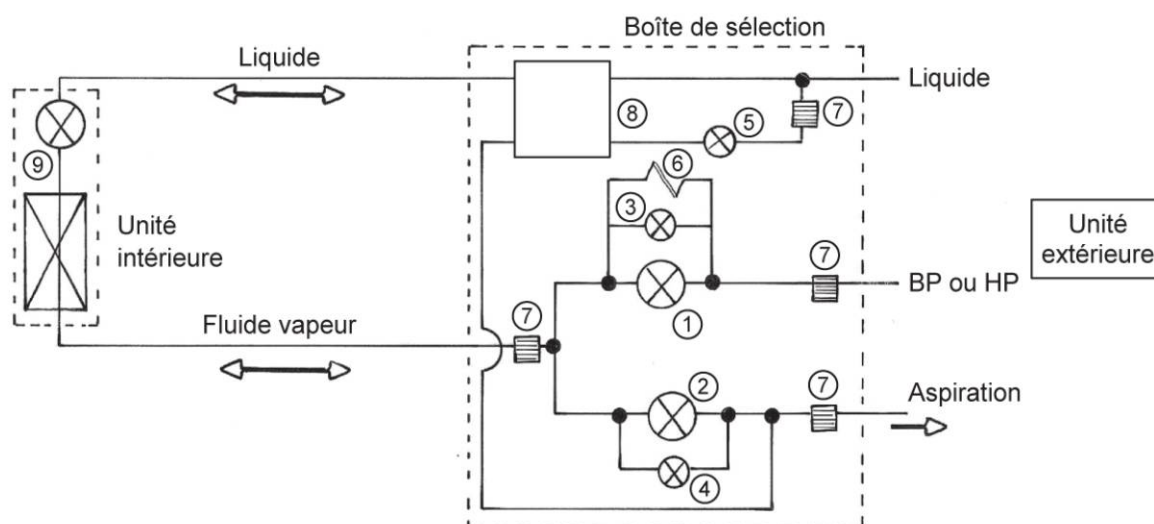


Figure 6.78 Différents éléments d'une boîte de sélection associée à son unité intérieure (Doc. Daikin)

6.9.4 Régulation des boîtes de sélection

■ Régulation des boîtes de sélection en mode chauffage

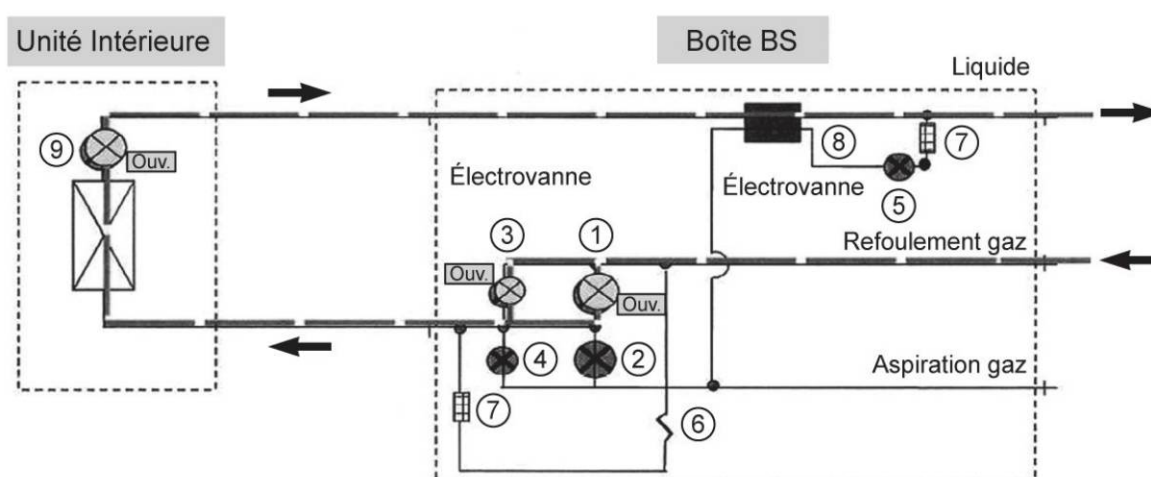


Figure 6.79 État des vannes lors d'une demande de chauffage (Doc. Daikin)

■ Régulation de la boîte de sélection lors de l'équilibrage

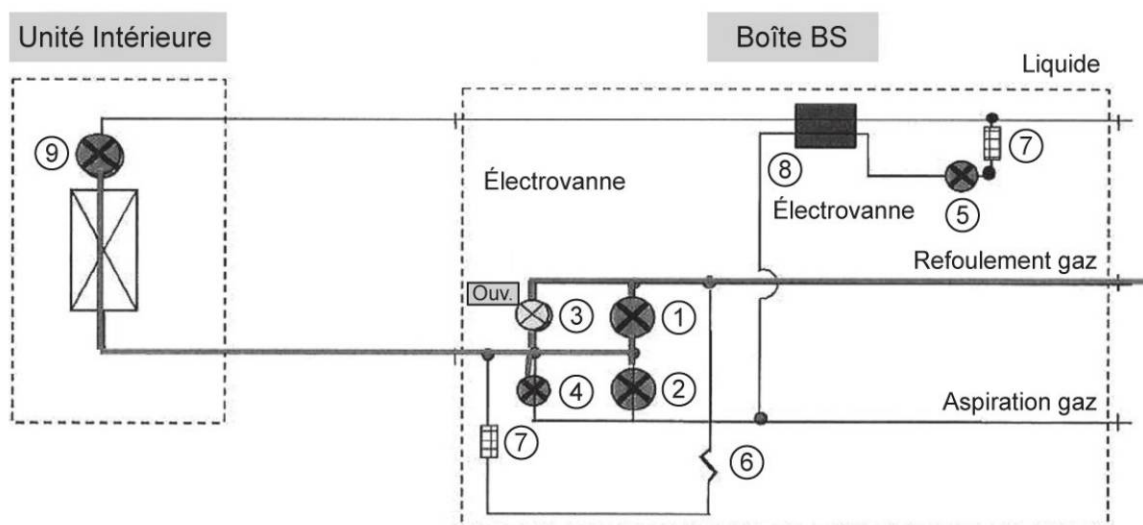


Figure 6.80 État des vannes lors du processus d'équilibrage
(Doc. Daikin)

■ Régulation de la boîte de sélection en mode froid

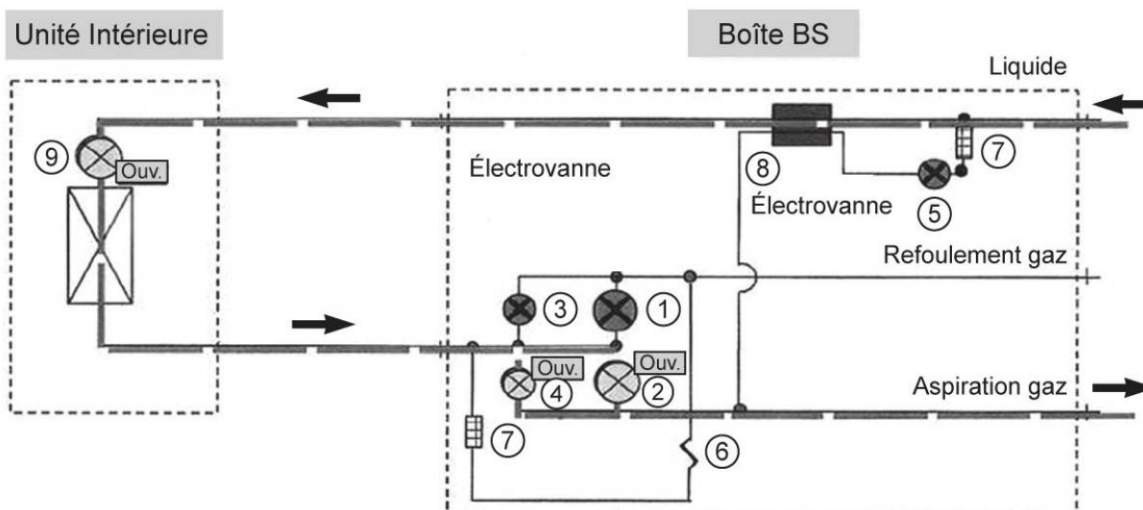


Figure 6.81 État des vannes lors d'une demande de refroidissement
(Doc. Daikin)

Tableau 6.4 Différents éléments d'une boîte de sélection associée à son unité intérieure (Doc. Daikin)

N°	Nom	Symbole	Fonction
1	Vanne de détente électronique (EVH)	Y4E	Ouverte lors du processus de chauffage ou lorsque toutes les unités intérieures sont en refroidissement (max : 760 pls)
2	Vanne de détente électronique (EVL)	Y5E	Ouverte lors du processus de refroidissement (max : 760 pls)
3	Vanne de détente électronique (EVHS)	Y2E	Ouverte lors du processus de chauffage ou lorsque les unités intérieures sont en refroidissement (max : 480 pls)
4	Vanne de détente électronique (EVLS)	Y3E	Ouverte lors du processus de refroidissement (max : 480 pls)
5	Vanne de détente électronique (EVSC)	Y1E	Lors de la simultanéité de refroidissement et de chauffage, le liquide frigorigène est sous-refroidi quand une unité intérieure en aval de la boîte de sélection est en cycle de chauffage (max : 480 pls)
6	Tube capillaire		Sert à bypasser les gaz HP vers la BP pour éviter l'accumulation de réfrigérant dans les tuyauteries haute pression et basse pression
7	Filtre		
8	Échangeur de chaleur		
9	Vanne de détente électronique		Permet l'injection de liquide lorsque l'unité intérieure assure le refroidissement. Permet l'évacuation du fluide frigorigène liquide lorsque l'unité intérieure assure le chauffage

Remarque

La description faite ici est très succincte, la maîtrise de ces machines demandant généralement une formation constructeur.

6.9.5 Avantages des systèmes VRV inverter 3 tubes

Chaque unité intérieure pouvant fonctionner en chauffage ou en rafraîchissement, il en découle une grande souplesse de fonctionnement. Les

transferts de chaleur possibles entre différentes zones conduisent à d'importants gains d'énergie.

Cette technologie s'apparente donc au système de climatisation « **pompe à chaleur sur boucle d'eau** » décrit au paragraphe 6.5.4.

Le système pompe à chaleur sur boucle d'eau nécessite les échanges suivants :

- ▶ échange air/fluide frigorigène puis fluide frigorigène/eau d'une unité à charge positive,
- ▶ échange eau/fluide frigorigène puis fluide frigorigène/air d'une unité à charge négative.

Le système VRV inverter 3 tubes nécessite les échanges suivants :

- ▶ air/fluide frigorigène d'une unité à charge positive,
- ▶ fluide frigorigène/air d'une unité à charge négative.

Représentation de principe des différents échanges thermiques :

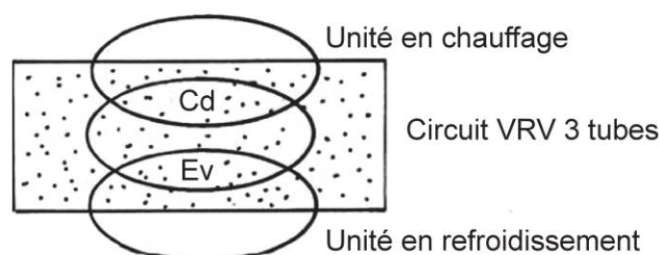


Figure 6.82 Principe des échanges thermiques d'un système VRV 3 tubes

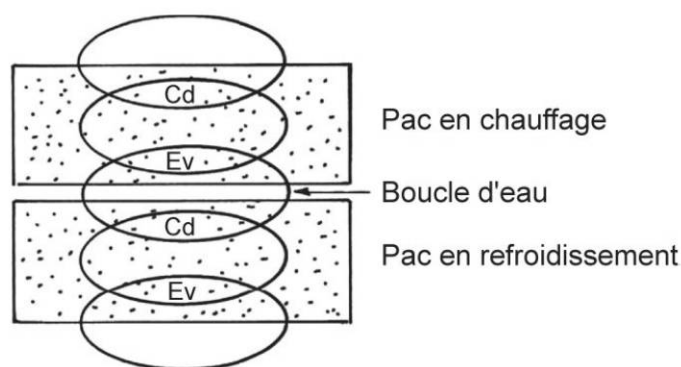


Figure 6.83 Principe des échanges thermiques de pompe à chaleur réversibles sur boucle d'eau

Le système VRV 3 tubes évitant la boucle d'eau tout en permettant des transferts d'énergie entre différentes zones garantit une excellente performance énergétique.

Les groupes extérieurs VRV sont limités à une puissance d'environ 100 kW, lorsque les besoins excèdent ces besoins, il convient d'associer plusieurs unités.

6.10 La compression bi-étagée des pompes à chaleur haute température de faible puissance

6.10.1 Généralités

La compression bi-étagée peut être réalisée à partir de 2 compresseurs en série ou à partir d'un seul compresseur. Les compresseurs permettant la compression bi-étagée sont les compresseurs alternatifs volumétriques à piston, les compresseurs à vis, les compresseurs scroll et les compresseurs centrifuges pour les grandes puissances. Les pompes à chaleur haute température de faible puissance sont généralement équipées de compresseurs scroll suralimentés. Nous nous limiterons ici à l'étude des compresseurs scroll.



Figure 6.84 Vue d'un compresseur scroll (Doc. Copeland)

6.10.2 Principe de fonctionnement d'un compresseur scroll

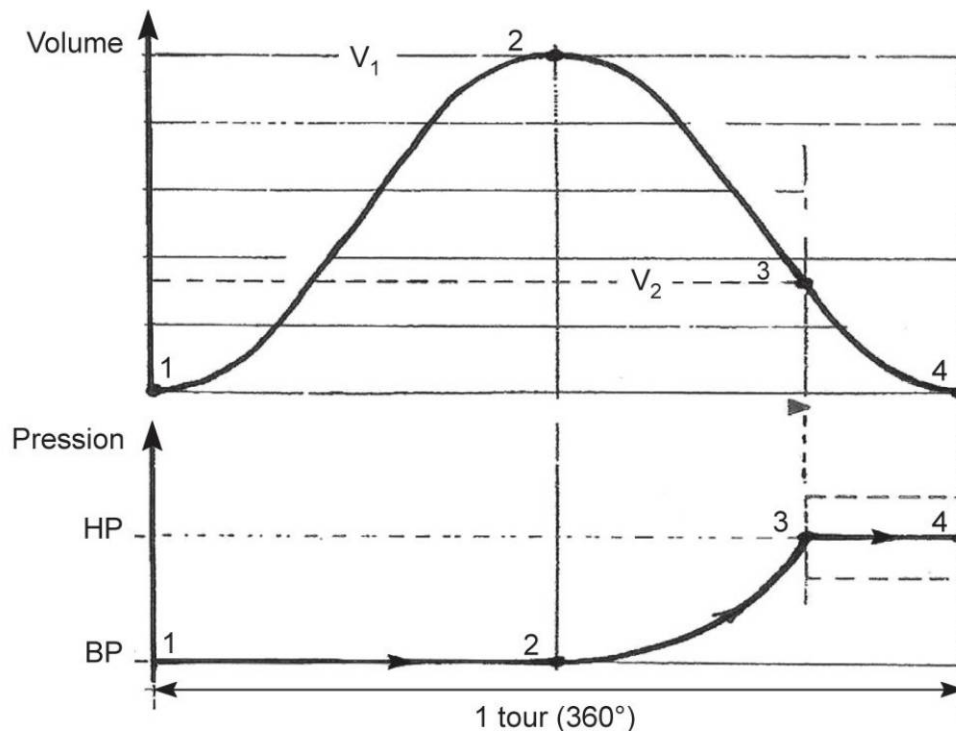


Figure 6.85 Relation entre la pression et le volume lors d'une rotation complète d'un compresseur scroll

■ Description du fonctionnement

De 1 à 2, le volume entre 2 spirales augmente progressivement, le fluide frigorigène à la basse pression remplit ce volume : c'est la phase d'aspiration.

En 2, l'espace entre les spirales est isolé de la basse pression.

De 2 à 3, le volume entre les spirales diminue, la pression augmente : c'est la phase de compression.

En 3, il y a mise en communication du fluide comprimé avec la haute pression.

De 3 à 4, le fluide frigorigène est refoulé vers le condenseur : c'est la phase de refoulement.

Entre les points 2 et 3, cette phase de la rotation permet le passage de la basse pression à la haute pression.

Il suffit donc d'opérer une connexion judicieuse entre ces points 2 et 3 pour obtenir la pression intermédiaire souhaitée.

Dans les cas classiques, cette pression intermédiaire résulte de la racine carrée du produit de la basse pression par la haute pression (les pressions sont alors en pressions absolues).

6.10.3 Suralimentation des compresseurs scroll

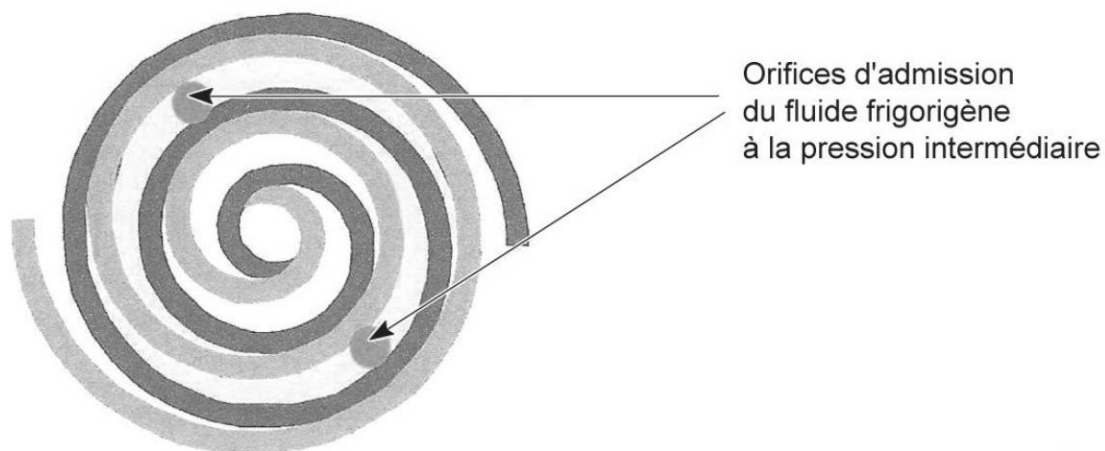


Figure 6.86 Technologie de principe d'un compresseur scroll avec vue des orifices permettant la pression intermédiaire (Doc. Copeland)

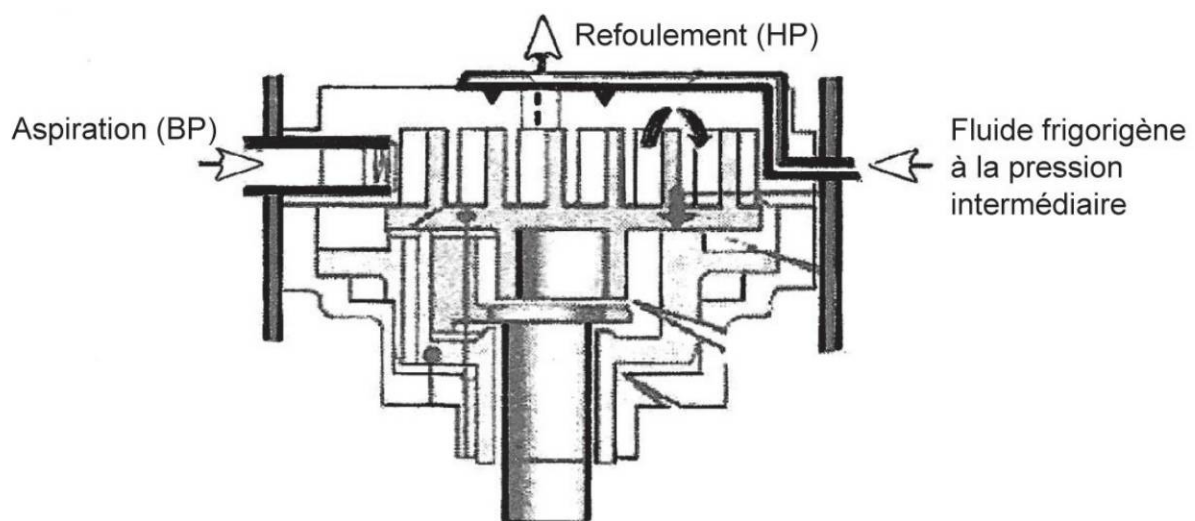


Figure 6.87 Vue en coupe d'un compresseur scroll suralimenté avec les différents raccordements fluidiques

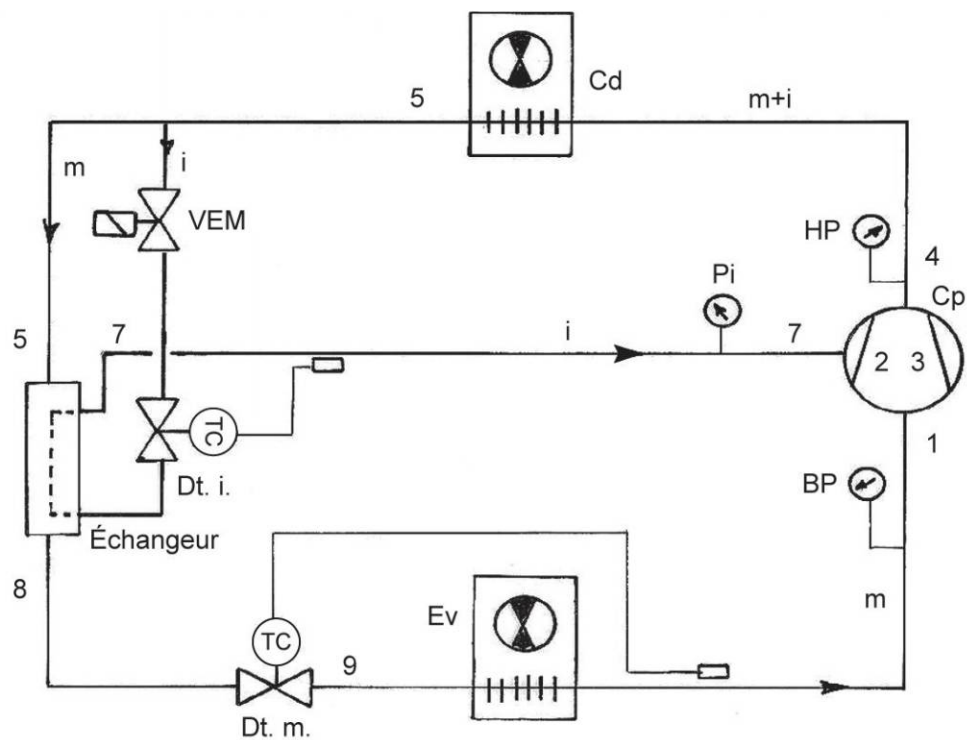


Figure 6.88 Schéma fluide d'une pompe à chaleur équipée d'un compresseur suralimenté

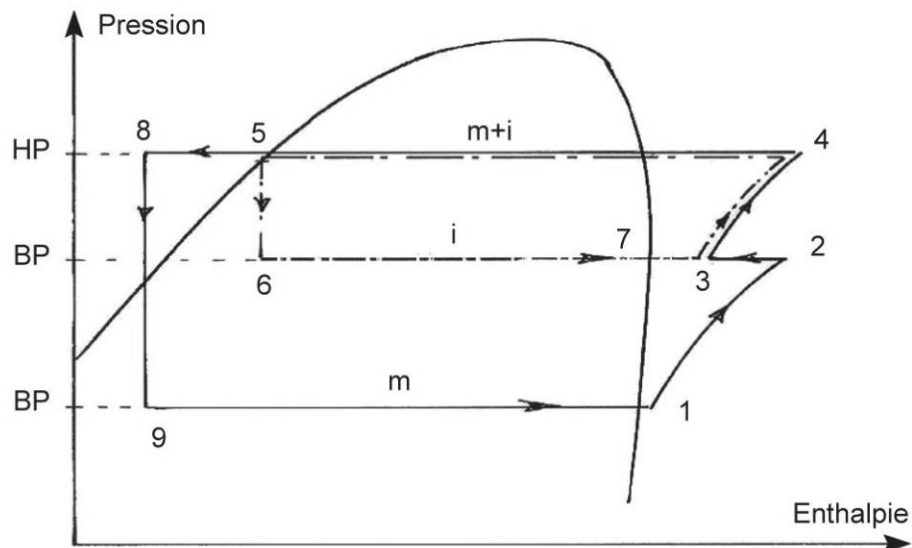


Figure 6.89 Cycle de fonctionnement d'une pompe à chaleur équipée d'un compresseur avec suralimentation

■ Avantages

- ▶ La température de fin de compression est réduite (une température élevée est néfaste à la mécanique et peut conduire à la dégradation de l'huile et du fluide frigorigène).
- ▶ L'augmentation de l'enthalpie à l'évaporateur est optimale ($H_1 - H_9$).
- ▶ Le débit massique du fluide frigorigène au condenseur est important ($m + i$) au regard du volume engendré par le compresseur.
- ▶ L'énergie nécessaire à la compression est faible au regard des puissances thermiques échangées.
- ▶ Cette technologie permet l'obtention de température élevée avec des ratios énergétiques qui restent compétitifs.

■ Remarques pratiques

L'électrovanne repérée « **VEM** » sur la figure **6.89** est montée sur la ligne liquide. Cette électrovanne est maintenant montée plus généralement sur la conduite gazeuse « **7** » en amont du compresseur. La sécurité de fonctionnement en est améliorée.

Le principe de fonctionnement et la régulation sont inchangés.

6.11 Refroidissement adiabatique

6.11.1 Généralités

Le refroidissement adiabatique est un procédé de refroidissement de l'air à partir de l'évaporation d'eau.

Ce procédé est utilisé et connu depuis longtemps.

Au Moyen Âge, les bouchers suspendaient les carcasses dans des tunnels exposés de façon à privilégier les courants d'air. Des bâches imprégnées d'eau étaient suspendues à l'entrée du tunnel. L'évaporation d'une partie de l'eau provoquait le refroidissement significatif de l'air et donc favorisait une meilleure conservation de la viande.

Chaleur nécessaire à l'évaporation d'un kilogramme d'eau :

$$L_v = 2\,538 - 2,9\,t$$

Où L_v en kJ/kg, et t température en °C.

Chaleur nécessaire à l'évaporation d'un kg d'eau à 20 °C :

$$L_v = 2\,538 - (2,9 \times 20) = 2\,480\text{ kJ}$$

La recherche d'économie d'énergie fait que le refroidissement adiabatique est de plus en plus utilisé en traitement de l'air de confort ou de process.

On parle alors de bioclimatisation ou de climatisation naturelle.

Ce procédé est d'autant plus efficace que l'air a une température sèche élevée et une hygrométrie relative faible.

6.11.2 Différents types d'humidificateurs adiabatiques

■ Humidificateur adiabatique à atomisation

L'eau est pulvérisée sous forte pression.

Le procédé génère des gouttelettes de l'ordre du micromètre, leur vaporisation est de ce fait largement facilitée.

Avantages :

- ▶ Très faible consommation électrique.
- ▶ Grande capacité possible : de quelques kg/h à plusieurs milliers de kg/h.
- ▶ Très peu d'entretien (dans la mesure où il est utilisé de l'eau déminéralisée).

■ Humidificateur à ultrasons

Un transducteur piézoélectrique immergé dans l'eau convertit l'énergie électrique en vibration mécanique à haute fréquence. Il en découle un brouillard à la surface de l'eau.

Avantages :

- ▶ Très faible consommation électrique.
- ▶ Du fait de l'emploi d'eau déminéralisée, très peu de problèmes de maintenance.
- ▶ Le brouillard produit consiste en des particules de quelques micromètres, l'absorption par l'air est donc rapide et le refroidissement efficace.

■ Humidificateur adiabatique centrifuge

Les humidificateurs centrifuges utilisent un disque rotatif, lequel permet la transformation de l'eau en très fines gouttelettes qui se vaporisent dans la pièce et en permettent ainsi le refroidissement.

6.11.3 Refroidissement adiabatique direct

En été, l'air a une température sèche élevée et une hygrométrie relative généralement faible. Son pouvoir d'absorption d'eau est donc important.

On considère l'exemple d'un traitement de l'air en tout air neuf avec refroidissement adiabatique (air neuf : $\theta_s = 30^\circ\text{C}$; $\varphi = 30\%$).

Dans cet exemple (figure 6.90), la température sèche de l'air passe de 30°C à 18°C (dans l'hypothèse d'un échangeur adiabatique de rendement 100 %).

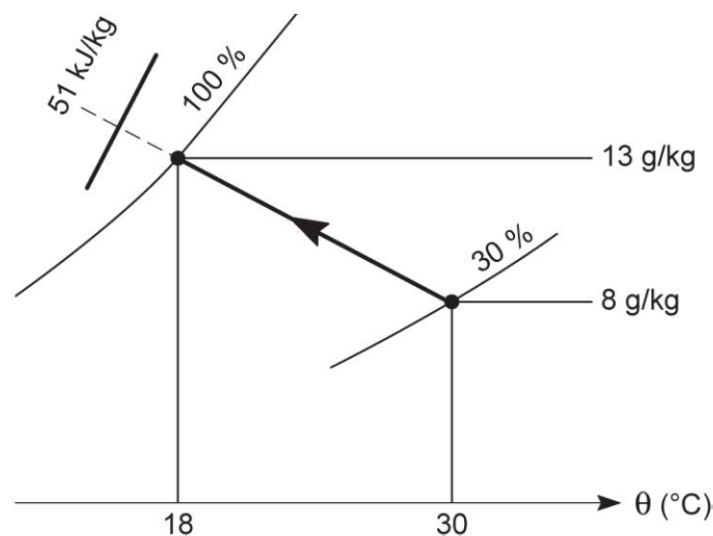


Figure 6.90 Évolution psychrométrique sur un échangeur adiabatique

Le refroidissement adiabatique suppose un air ayant une température sèche élevée et une hygrométrie relative faible. Quand ces conditions psychrométriques ne sont plus satisfaisantes, il est nécessaire d'avoir recours en cascade à un refroidissement à partir d'une batterie à eau glacée ou d'une batterie à détente directe comme l'indique la figure 6.91.

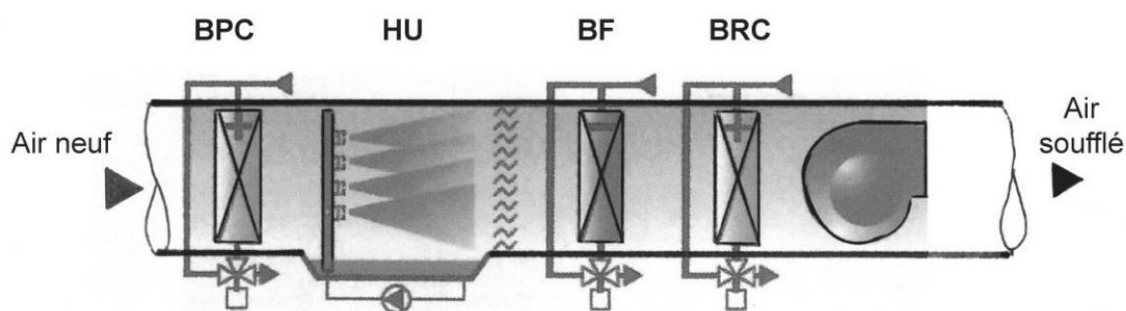


Figure 6.91 Centrale de traitement d'air permettant le refroidissement de l'air en cascade à partir d'un échangeur adiabatique (HU) et d'une batterie à eau glacée (BF)

La CTA représentée en figure 6.91 est une centrale tout air neuf. Elle permet le traitement de l'air été et hiver en température et en hygrométrie relative.

La recherche d'une dépense d'énergie minimale fait que l'humidificateur (HU) assure un refroidissement adiabatique l'été lorsque les conditions psychrométriques le permettent.

Cet humidificateur permet également le contrôle de l'hygrométrie relative en hiver.

Toujours dans un but d'économie d'énergie, la batterie de réchauffage peut être alimentée par de l'eau utilisant la chaleur de désurchauffe du fluide frigorigène de la machine frigorifique.

6.11.4 Refroidissement adiabatique indirect

Le refroidissement adiabatique direct permet une réduction significative de la température sèche de l'air. Ce refroidissement s'effectue à partir d'une augmentation des hygrométries absolue et relative.

Il est possible de s'exonérer de l'apport d'eau à partir d'un échangeur de chaleur (plaques, caloduc, etc.).

■ Principe

L'air extrait est refroidi adiabatiquement avant d'être admis dans l'échangeur à plaques (figure 6.92). Dans l'échangeur s'effectue un transfert de chaleur sensible entre l'air neuf et l'air extrait. Il en découle un refroidissement de l'air neuf à teneur en eau constante.

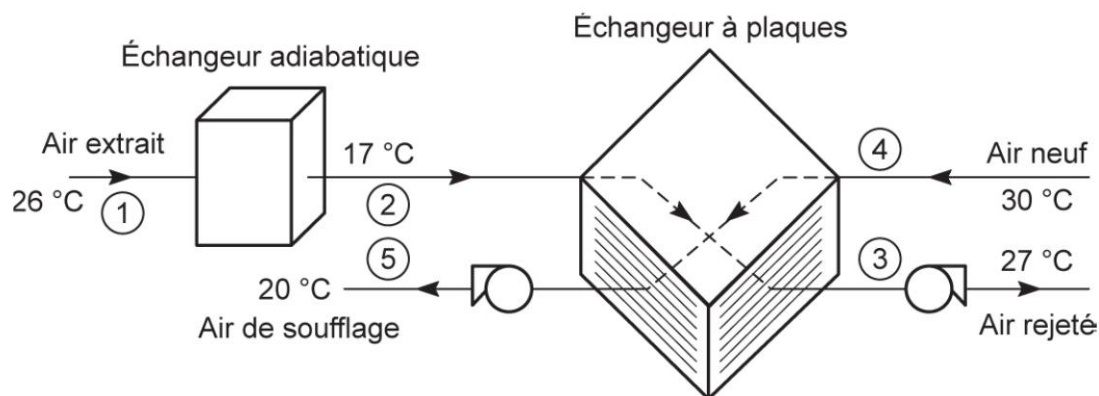


Figure 6.92 Schéma de principe d'un refroidissement adiabatique associé à un échangeur à plaques

L'évolution psychrométrique d'un refroidissement adiabatique associé à un échangeur à plaques est présentée en figure 6.93.

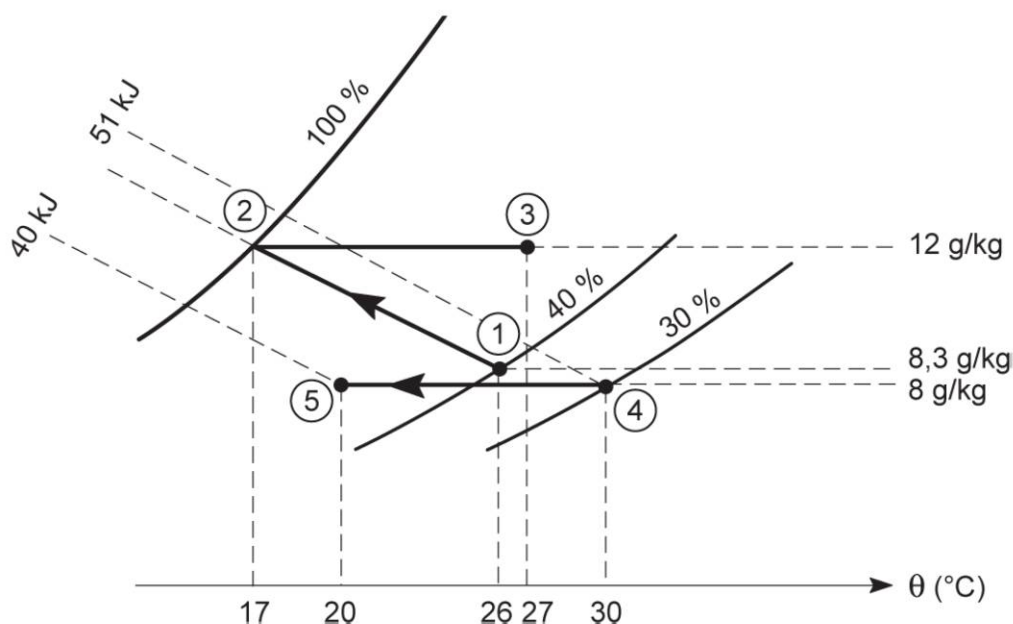


Figure 6.93 Évolution psychrométrique d'un refroidissement adiabatique associé à un échangeur à plaques

1-2 : évolution dans l'échangeur adiabatique (humidificateur adiabatique) dont le rendement est supposé de 100 %.

2-3 : évolution de l'air extrait dans l'échangeur à plaques (évolution isohydre).

4-5 : évolution de l'air neuf dans l'échangeur à plaques (transfert de chaleur sensible).

À l'entrée de l'échangeur à plaques, la température sèche de l'air extrait est de 17 °C, la température sèche de l'air neuf est de 30 °C.

L'écart de température est donc de 13 °C.

Si le rendement de l'échangeur à plaques est de 77 %, le refroidissement de l'air neuf est donc : $13 \times 0,77 = 10 \text{ °C}$.

L'air neuf, initialement à 30 °C, est donc admis dans le local climatisé à 20 °C.

Le tableau 6.5 précise les grandeurs liées à cette évolution psychrométrique.

Tableau 6.5 Grandeurs psychrométriques des points caractéristiques pour un refroidissement adiabatique associé à un échangeur à plaques

	$\theta_s \text{ (°C)}$	$\theta_h \text{ (°C)}$	$\theta_r \text{ (°C)}$	$w \text{ (g/kg)}$	$\varphi \text{ (%)}$	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$H \text{ (kJ/kg)}$
1	26	17	12	8,3	40	1,175	47
2	17	17	17	12	100	1,21	47
3	27	20	17	12	54	1,165	57,5
4	30	18	11	8	30	1,16	51
5	20	14	11	8	53	1,20	40

■ Calcul de la puissance échangée

Hypothèse : $Q_v = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$.

$Q_m = Q_v \times \rho = 10\,000 \times 1,20 = 12\,000 \text{ kg/h} = 3,33 \text{ kg/s}$

Puissance échangée :

$P = Q_m \times \Delta H \text{ (4-5)} = 3,33 \times (51 - 40) = 36,6 \text{ kW}$

Cette puissance frigorifique est assurée avec une très faible consommation d'énergie électrique.

Certains fabricants garantissent un rapport de consommation électrique de 1 à 10 entre le refroidissement adiabatique et le refroidissement conventionnel (eau glacée).

6.11.5 Étude des évolutions psychrométriques dans une centrale double flux avec échangeur adiabatique d'un matériel existant

La figure 6.94 montre le schéma d'une centrale double flux avec échangeur adiabatique et la figure 6.95 expose les évolutions psychrométriques de celle-ci.

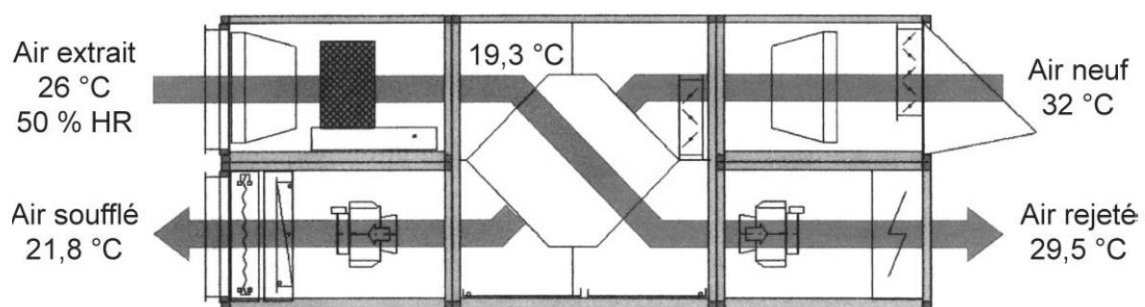


Figure 6.94 Schéma d'une centrale double flux avec échangeur adiabatique (Doc. Coolea)

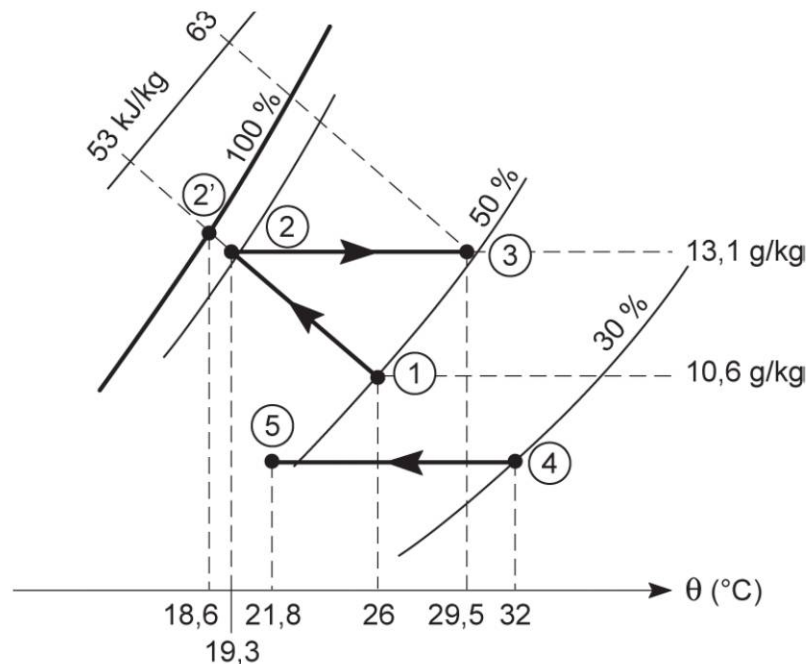


Figure 6.95 Évolutions psychrométriques dans une centrale double flux avec échangeur adiabatique

1-2 : évolution de l'air extrait dans l'échangeur adiabatique (évolution à enthalpie constante).

2-3 : évolution de l'air extrait dans l'échangeur à plaques (évolution isohydre).

4-5 : évolution de l'air neuf dans l'échangeur à plaques (évolution isohydre).

Tableau 6.6 Grandeurs psychrométriques des points caractéristiques pour une centrale double flux avec échangeur adiabatique

	θ_s (°C)	θ_h (°C)	θ_r (°C)	w (g/kg)	φ (%)	ρ (kg/m³)	H (kJ/kg)
1	26	18,6	14,8	10,6	50	1,17	53
2	19,3	18,6	18,5	13,1	92	1,20	53
3	29,5	21,5	18	13,1	51	1,16	63
4	32	19,5	12	8,8	30	1,155	55
5	21,8	15,8	12	8,8	54	1,195	45

■ Calcul des puissances échangées et des rendements

Hypothèse :

Débit d'air soufflé : $Q_v = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Débit massique :

$$Q_m = Q_v \times \rho = 10\,000 \times 1,195 = 11\,950 \text{ kg/h} = 3,32 \text{ kg/s}.$$

Puissance de refroidissement :

$$P = Q_m \times \Delta H (4-5) = 3,32 \times (55 - 45) = 33,2 \text{ kW}.$$

Calcul du rendement de l'échangeur adiabatique :

$$\text{Écart de température maximal : } \theta_{s1} - \theta_{s2}' = 26 - 18,6 = 7,4 \text{ °C}.$$

$$\text{Écart de température réel : } \theta_{s1} - \theta_{s2} = 26 - 19,3 = 6,7 \text{ °C}.$$

Rendement de l'échangeur adiabatique :

$$\eta = 6,7 / 7,4 = 90 \text{ \%}.$$

Rendement de l'échangeur à plaques :

$$\text{Différences des températures d'entrée : } \theta_4 - \theta_2 = 32 - 19,3 = 12,7 \text{ °C}.$$

$$\text{Différence de température sur l'air neuf : } \theta_4 - \theta_5 = 32 - 21,8 = 10,2 \text{ °C}.$$

Rendement de l'échangeur à plaques :

$$\eta = 10,2 / 12,7 = 80 \text{ \%}.$$

6.11.6 Compléments sur le refroidissement adiabatique

L'exemple précédent correspond à un refroidissement adiabatique indirect.

Il est aussi possible de monter l'échangeur adiabatique sur l'air neuf, on parle alors de refroidissement adiabatique direct.

Reprenons l'exemple de la figure 6.90, qui correspond à un refroidissement adiabatique direct avec un rendement de 100 %.

La température sèche de l'air passe alors de 30 à 18 °C.

Considérons un rendement de l'échangeur adiabatique de 90 %, l'écart de température est alors de $12 \times 0,9 = 10,8$ °C.

Le refroidissement direct permettrait donc une température de soufflage de $30 - 10,8 = 19,2$ °C (figure 6.96).

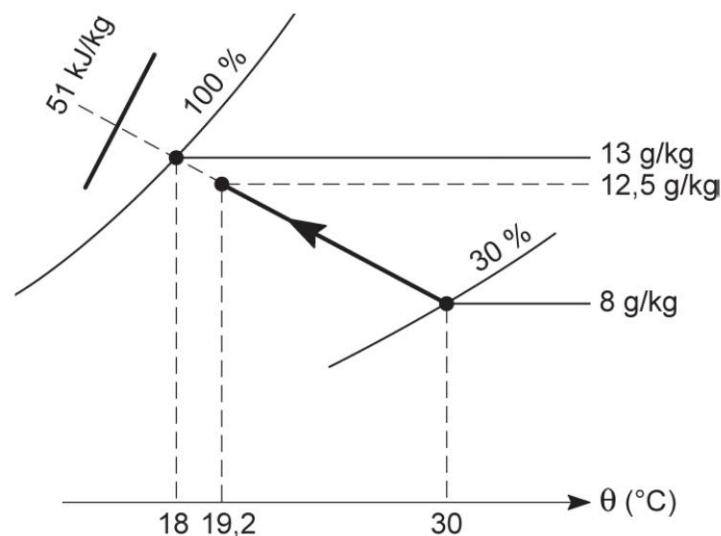


Figure 6.96 Évolution psychrométrique d'un refroidissement adiabatique direct

Dans les mêmes conditions psychrométriques, le refroidissement indirect donnait une température au soufflage de 21,8 °C.

Le refroidissement direct permet donc ici un gain de $21,8 - 19,2 = 2,6$ °C.

En été, en traitement de l'air de confort, il convient généralement de refroidir et de déshumidifier.

Comparaison des airs soufflés en refroidissements direct et indirect :

Refroidissement direct :

$$\theta_s = 19,2 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

$$\phi = 88 \text{ \%}.$$

$$W = 12,5 \text{ g/kg.}$$

Refroidissement indirect :

$$\theta_s = 21,8 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

$$\phi = 54 \text{ \%}.$$

$$W = 8,8 \text{ g/kg.}$$

Le refroidissement direct est donc favorable sur le plan du refroidissement mais peut poser des problèmes sur le plan de l'hygrométrie.

En traitement d'air de confort, le refroidissement adiabatique indirect est donc le plus approprié.

7

Le solaire

7.1 Généralités

Le Soleil est à peu près à la moitié de sa vie. Il rayonne depuis **4 à 5** milliards d'années. L'énergie solaire vient du processus thermonucléaire en chaîne qui transforme l'hydrogène en hélium avec libération d'énergie. Chaque seconde, **564** millions de tonnes d'hydrogène donnent **560** millions de tonnes d'hélium.

En première approximation, le Soleil peut être assimilé à un corps noir dont la température avoisine **5 800 °C**. Pratiquement, toute l'énergie émise sous forme de rayonnement électromagnétique est comprise dans un domaine spectral allant de **0,25 μm à 4 μm** . Cette énergie correspond à une émittance solaire égale à environ **64 000 kW/m²**.

Une partie infime de cette énergie atteint la Terre, qui intercepte pourtant en permanence au niveau de son atmosphère environ **1,78.10¹⁴ kW**. L'énergie solaire disponible en un point donné est variable. La rotation de la Terre conduit à une intermittence régulière. L'énergie solaire incidente au niveau du sol est influencée par ailleurs par les nuages, les brumes et les poussières.

En France, des cartes et tableaux donnent la puissance solaire disponible au mètre carré. Cette énergie annuelle disponible varie de **1 220 à 1 760 kilowattheures au mètre carré**. Lorsque le Soleil cessera de rayonner, la température de la Terre avoisinera **-240 °C**.

7.2 Principes des capteurs solaires

7.2.1 Capteur non vitré

C'est le modèle le plus simple et le plus économique (figure 7.1). Il est constitué d'une simple plaque de tuyaux en matière plastique dans laquelle circule le liquide à réchauffer. Ce capteur est surtout utilisé pour le chauffage des piscines de plein air dont le niveau de température de l'eau est inférieur à 30 °C.

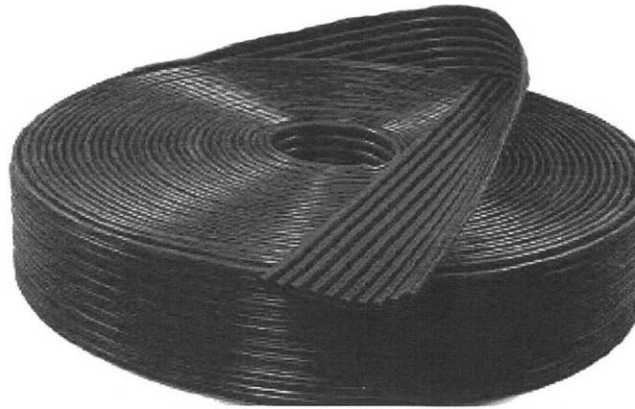


Figure 7.1 Capteur solaire en matière plastique conditionné en bobine

7.2.2 Capteur plan vitré

La vitre d'un capteur plan est perméable à la plupart du rayonnement solaire. L'absorbeur de couleur bleue absorbe ces rayonnements et les transforme en chaleur. Cette chaleur est transmise par conduction au fluide en circulation sous l'absorbeur (figure 7.2).

L'absorbeur émet à son tour un rayonnement dont la plus grande partie est bloquée par la vitre. Un capteur solaire plan se comporte donc comme un piège à rayonnement.

La figure 7.3 donne le bilan énergétique d'un capteur vitré plan.

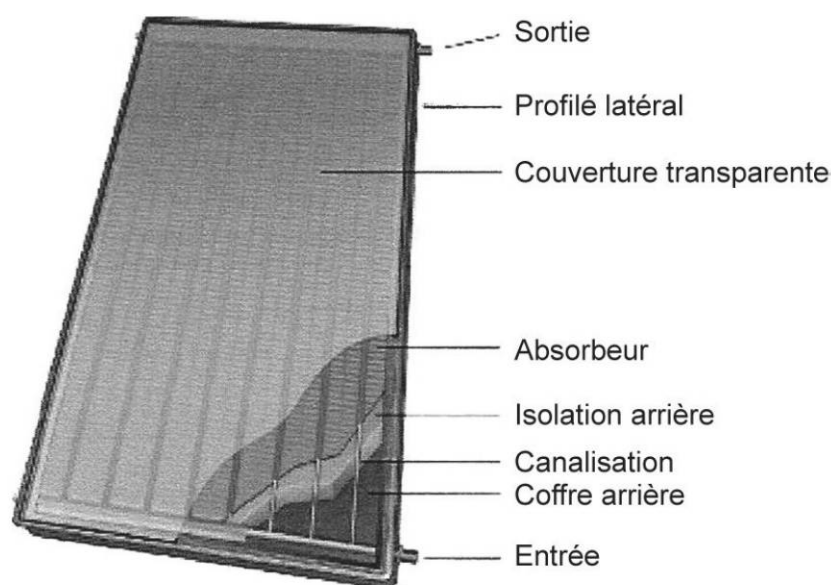


Figure 7.2 Vue écorchée d'un capteur plan vitré

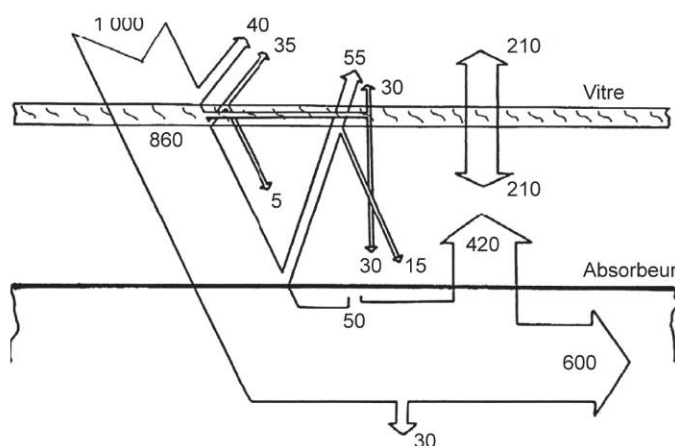


Figure 7.3 Bilan énergétique d'un capteur plan vitré

Dans cet exemple, pour une puissance de **1 000 W** incidente, la puissance transmise au fluide caloporteur est de **600 W**. Le rendement de ce capteur est donc de **60 %**.

7.2.3 Capteur à tubes sous vide

Le fluide caloporteur passe directement dans l'absorbeur, lui-même confiné dans un tube de verre sous vide pour limiter le transfert thermique par convection. L'absorbeur est coiffé d'ailettes pour maximiser la récupération du rayonnement solaire (figure 7.4).

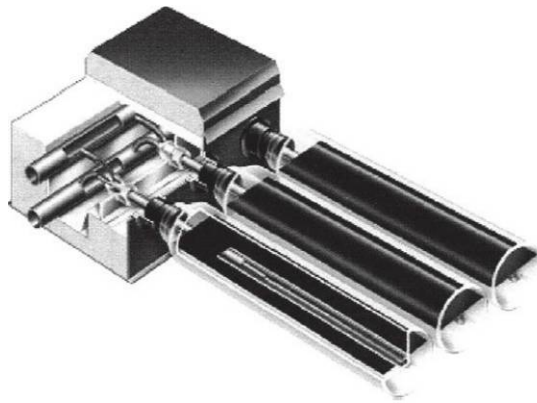


Figure 7.4 Raccordement hydraulique de capteurs sous vide

Ces capteurs ont un rendement supérieur à celui des capteurs plans, ils permettent aussi l'obtention de températures plus élevées.

7.2.4 Capteurs à tubes sous vide à caloduc

Dans ces capteurs, l'absorbeur appelé **caloduc** est parcouru par une petite quantité de solution à base de glycol sous vide partiel. Cette solution est donc facilement vaporisable par apport de chaleur.

Lors d'exposition de ces capteurs au soleil, il y a vaporisation de la solution. La vapeur ainsi produite remonte par effet thermosiphon en partie haute du tube et transfère sa chaleur au réseau secondaire dans le collecteur. Une fois condensée, la solution redescend dans le caloduc pour recommencer un nouveau cycle.

Ce modèle de capteur qui exploite l'énergie du changement d'état, « la chaleur latente de vaporisation », présente de meilleures performances pour la production d'eau chaude à haute température.

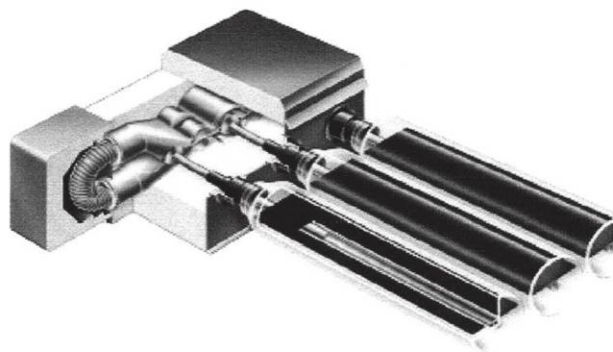


Figure 7.5 Vue de capteurs à tube sous vide à caloduc

7.3 Exemples pratiques

7.3.1 Production d'eau chaude sanitaire à partir d'un capteur plan

Le régulateur « **N1** » compare la température sur le collecteur (**B1**) avec la température de l'accumulateur (**B2**) (figure 7.6). Si la température du collecteur est supérieure à celle de l'accumulateur, la pompe de circulation est enclenchée et l'électrovanne « **Y1** » est mise sous tension.

Lorsque l'écart de température entre les sondes devient faible, la pompe est mise à l'arrêt et l'électrovanne est mise hors tension, évitant ainsi la circulation de l'eau par thermosiphon qui provoquerait des pertes thermiques.

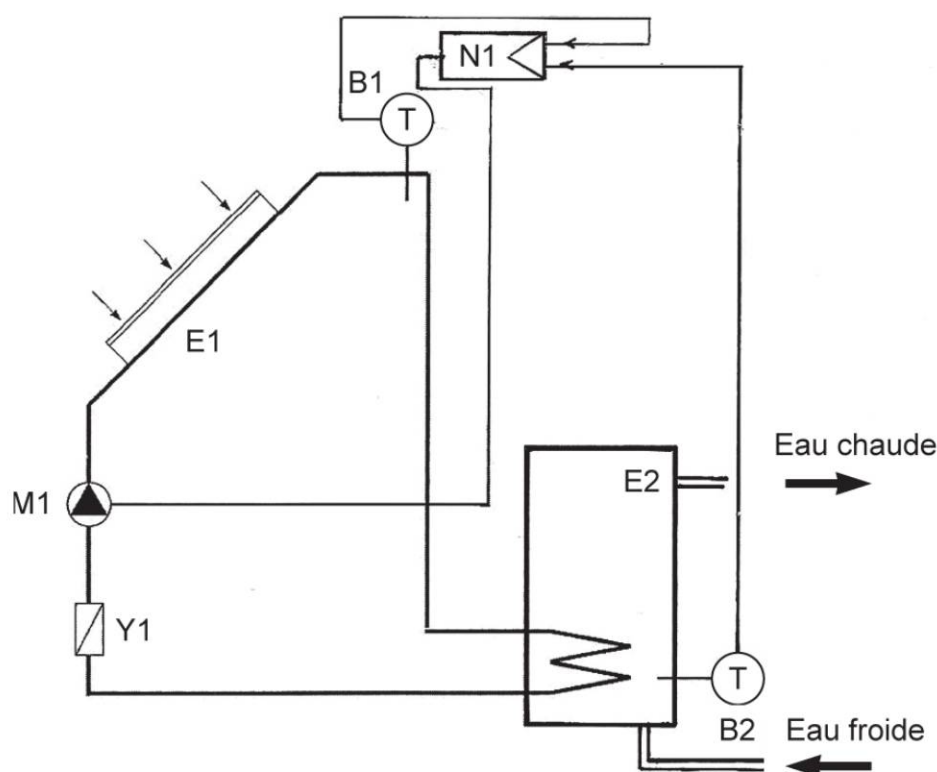


Figure 7.6 Capteur plan et son stockage avec la régulation correspondante

B1 : Sonde de départ du capteur solaire ; **B2** : Sonde de l'accumulateur ; **E1** : Capteur solaire ; **E2** : Ballon de stockage de l'eau chaude ; **M1** : Accélérateur ; **N1** : Régulateur de température différentielle ; **Y1** : Électrovanne.

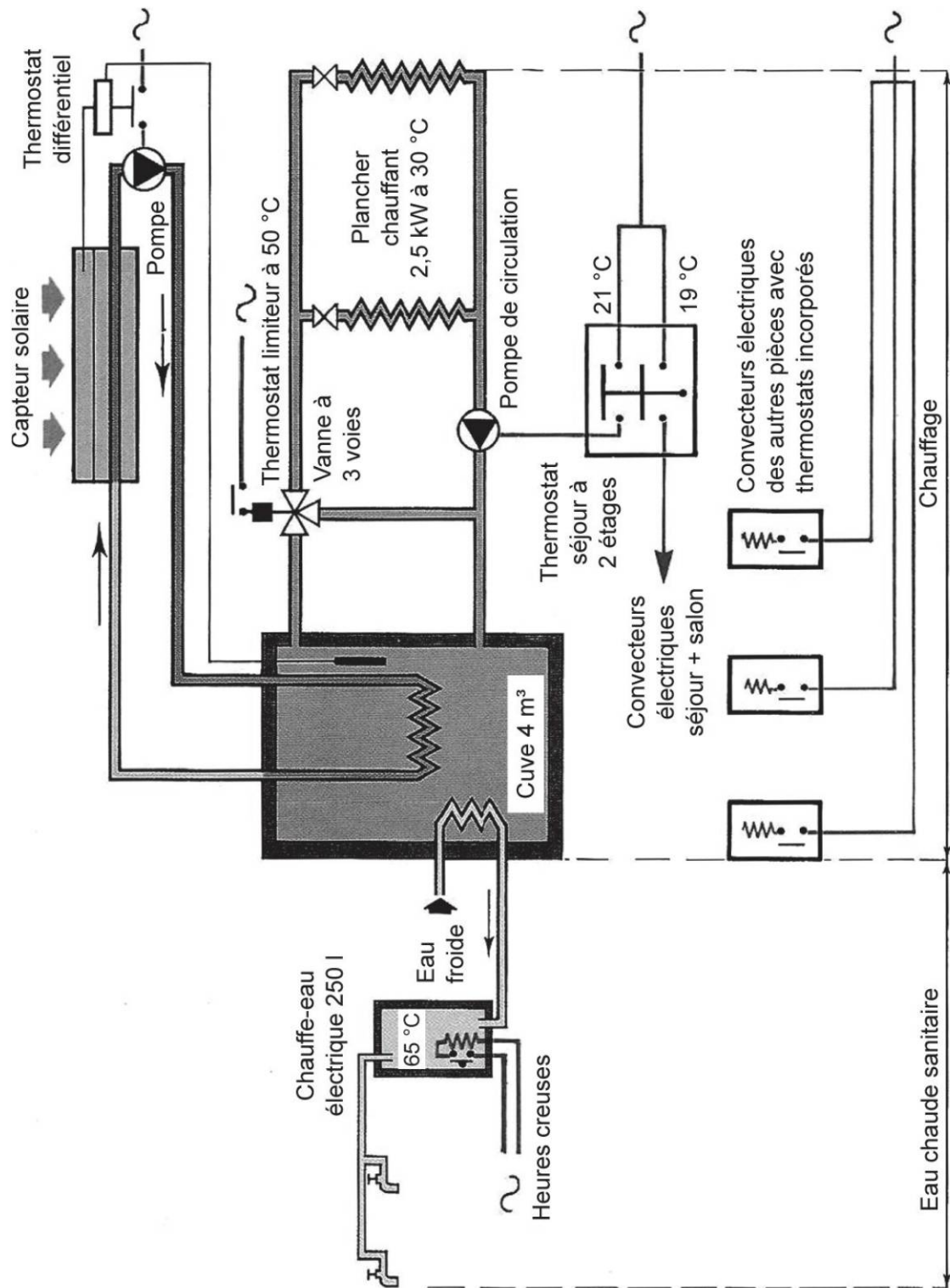


Figure 7.7 Schéma de principe d'un pavillon solaire avec sa régulation (Doc. EDF)

7.3.2 Exemple de pavillon avec chauffage et eau chaude sanitaire solaire

Comme dans le cas précédent, l'enclenchement de la pompe est asservi à la comparaison des températures entre le capteur et le stockage. Le chauffage est assuré par un plancher chauffant du fait des basses températures disponibles (figure 7.7).

7.3.3 Exemple de réalisations « tout solaire »

Les pavillons de la figure 7.8 sont équipés de capteurs solaires thermiques permettant l'eau chaude sanitaire et le chauffage. Ces pavillons sont également équipés de panneaux photovoltaïques. Un tel équipement permet de se rapprocher de l'autonomie énergétique.



Figure 7.8 Exemple de pavillons solaires (Doc. EDF).

7.4 Le solaire et la climatisation : les machines à absorption

7.4.1 Généralités

Les machines à compression mécanique sont généralement entraînées par des moteurs électriques. Pour fonctionner, elles nécessitent de l'énergie mécanique. Les machines à absorption fonctionnent à partir d'énergie thermique. Les réfrigérateurs à absorption qui équipent les caravanes fonctionnent le plus souvent à partir de la combustion du gaz.

Le principe de la production du froid est le même dans chacun des cas. Cette production du froid est obtenue à partir de la mise en ébullition d'un liquide soumis à une basse pression appropriée.

L'ébullition est un phénomène endothermique : il y a absorption de chaleur. Le fluide gazeux résultant de l'ébullition doit ensuite être liquéfié. Cette liquéfaction s'obtient par refroidissement sous une haute pression appropriée.

La condensation est un phénomène exothermique : il y a diminution de l'enthalpie (rejet de chaleur).

Dans le cas des machines à compression mécanique, c'est le compresseur qui permet les pressions basses et hautes, grâce auxquelles l'ébullition puis la condensation se produisent.

Dans le cas des machines à absorption, la compression mécanique est remplacée par la compression thermique ; l'absorbeur permet la basse pression, et le bouilleur permet la haute pression.

Les machines actuelles fonctionnent avec les 2 couples suivants :

- ▶ **eau/ammoniac.** L'eau est alors le sorbant et l'ammoniac le fluide frigorigène,
- ▶ **bromure de lithium/eau.** Le bromure de lithium est le sorbant et l'eau est le fluide frigorigène.

7.4.2 Termes ou expressions spécifiques des machines à absorption

- ▶ **Sorbant** : Fluide qui présente une grande affinité pour le fluide frigorigène. Il s'agit de l'eau vis-à-vis de l'ammoniac ou du bromure de lithium vis-à-vis de l'eau.
- ▶ **Solution riche, encore appelée solution diluée** : Le sorbant comporte beaucoup de fluide frigorigène. L'eau est riche en ammoniac ou le bromure de lithium est riche en eau.
- ▶ **Solution pauvre, encore appelée solution concentrée** : Le sorbant est pratiquement exempt de fluide frigorigène. L'eau est très pauvre en ammoniac ou le bromure de lithium est pauvre en eau.
- ▶ **Bouilleur, encore appelé générateur ou désorbeur** : Composant où s'effectue la séparation du sorbant et du fluide frigorigène. L'ammoniac se sépare de l'eau ou l'eau se sépare du bromure de lithium.
- ▶ **Absorbeur** : Composant où le sorbant absorbe le fluide frigorigène. L'eau absorbe les vapeurs d'ammoniac ou le bromure de lithium absorbe les vapeurs d'eau.

7.4.3 Étude d'une machine à absorption

Dans la machine, figure 7.9, le condenseur et l'évaporateur sont identiques à ceux des machines à compression mécanique.

Dans l'absorbeur, il y a pulvérisation d'une solution pauvre (pauvre en ammoniac) et froide, cette solution présente un grand pouvoir d'absorption vis-à-vis du gaz d'ammoniac. L'absorbeur et l'évaporateur communiquant entre eux, les vapeurs d'ammoniac résultant de l'ébullition sont donc absorbées par la solution qui devient riche (riche en ammoniac). La basse pression résulte donc de ce phénomène d'absorption.

La solution riche est ensuite acheminée par une pompe vers le bouilleur. Dans le bouilleur, la solution riche est chauffée, l'ammoniac préalablement absorbé est libéré, ce qui engendre une pression élevée.

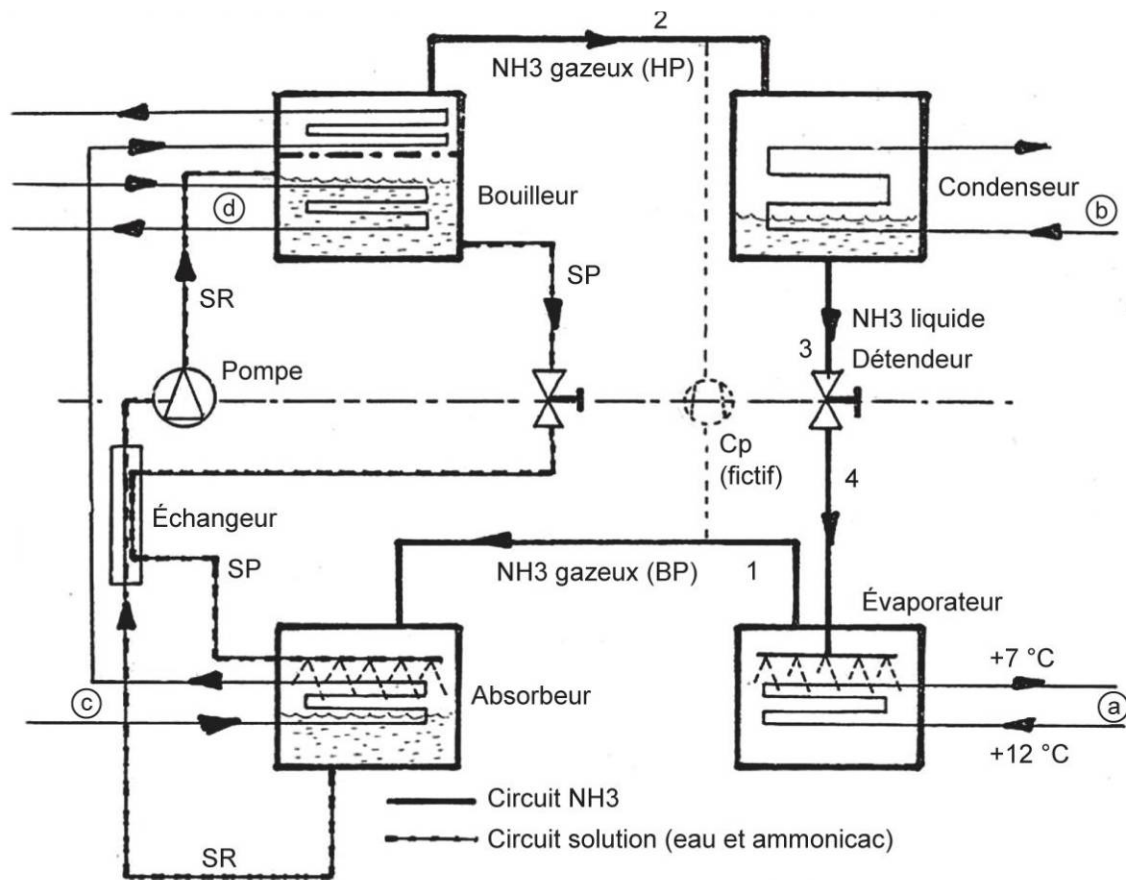


Figure 7.9 Schéma de principe d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple eau/ammoniac

a : circuit à eau glacée ; **b** : circuit eau de condensation ; **c** : circuit d'eau permettant l'évacuation de la chaleur d'absorption dans l'absorbeur et la condensation de la vapeur d'eau (éventuelle) en haut du bouilleur ; **d** : circuit d'eau à température élevée permettant d'appauvrir la solution riche.

Remarque

À 0 °C, un décimètre cube d'eau absorbe pratiquement 1 mètre cube d'ammoniac gazeux. À une température proche de 100 °C, l'ammoniac est pratiquement entièrement restitué. Dans une machine à absorption, le principal consommateur d'énergie est le bouilleur.

Le bouilleur utilise traditionnellement de la chaleur produite par un brûleur à gaz, les grosses machines fonctionnent à partir de vapeur d'eau ou d'eau chaude surchauffée, mais cette énergie thermique nécessaire au bouilleur peut être d'origine solaire.

Des groupes à eau glacée à absorption dont l'énergie thermique est d'origine solaire sont actuellement en fonctionnement, bien que cette application soit encore confidentielle en France. Cette technologie, du fait de la raréfaction des énergies d'origine fossile devrait se développer. Ces machines ne sont pas directement émettrices de gaz à effet de serre, elles sont très écologiques.

Nous avons pris ici le couple eau/ammoniac ; l'eau étant l'absorbant et l'ammoniac le fluide frigorigène. Beaucoup de machines fonctionnent avec le couple bromure de lithium/eau, le bromure de lithium étant l'absorbant et l'eau le fluide frigorigène. Le principe de fonctionnement reste analogue quel que soit le couple utilisé.

■ Description succincte d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau

Le bromure de lithium froid présente une très grande affinité vis-à-vis de l'eau. Lorsque le bromure de lithium a absorbé beaucoup d'eau, on parle alors de solution riche. Si cette solution riche est chauffée, l'eau se vaporise, il y a donc séparation des 2 composants, le bromure de lithium redevient une solution pauvre (figure 7.10).

Virole A : Ce composant fait office d'évaporateur et d'absorbeur. Du bromure de lithium pauvre en eau provenant du bouilleur par la conduite « 7 » se trouve en présence de vapeur d'eau dans l'évaporateur. Le bromure étant très hygroscopique, il absorbe très efficacement la vapeur d'eau, il en découle un vide relatif qui permet l'évaporation de l'eau dans l'évaporateur.

L'évaporation de l'eau dans l'évaporateur permet de refroidir de l'eau glacée de 12 à 7 °C.

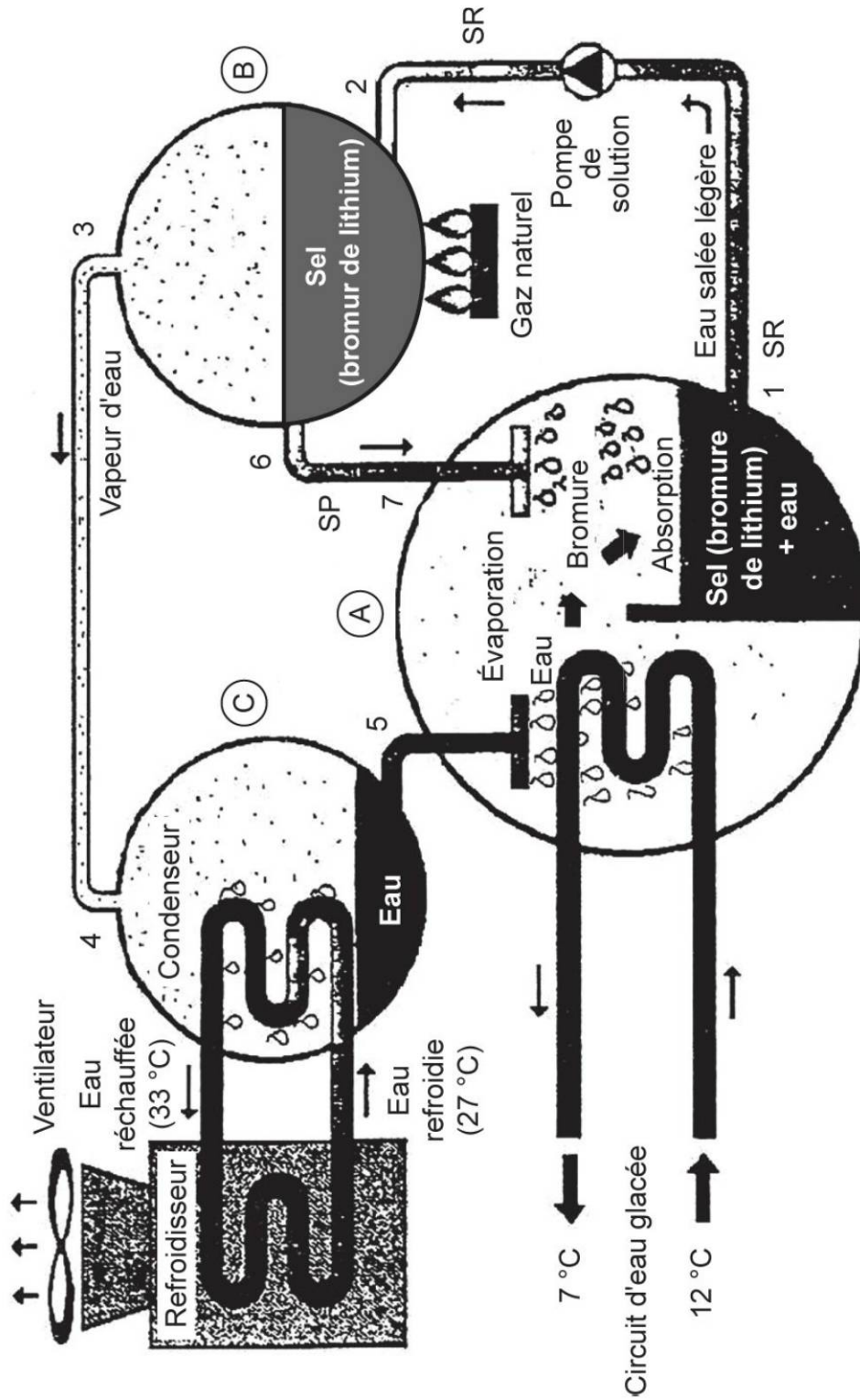


Figure 7.10 Schéma de principe d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau

Virole B : Ce composant fait office de bouilleur. Ce bouilleur est alimenté en solution riche provenant de l'absorbeur grâce à la pompe de solution. La solution riche y est chauffée jusqu'à obtenir l'ébullition de l'eau. Cet apport de chaleur résulte souvent de la combustion du gaz. La vapeur d'eau quitte alors le bouilleur par la conduite « 3 ». Parallèlement, le bromure séparé de l'eau quitte le bouilleur par la conduite « 6 ».

Virole C : Ce composant fait office de condenseur. La vapeur d'eau provenant du bouilleur est admise par la conduite « 4 ». Dans les tubes du condenseur, circule de l'eau refroidie par un aéroréfrigérant ou par une tour de refroidissement. Au contact de ces tubes froids, la vapeur d'eau s'y condense.

Par la conduite « 5 », l'eau est admise à l'évaporateur et le cycle recommence.

Remarque

Le schéma 7.10 est simplifié. En effet, un échange thermique est indispensable entre les solutions riches et pauvres.

La solution riche doit être admise la plus chaude possible au bouilleur et la solution pauvre doit être admise la plus froide possible à l'absorbeur pour que le rendement énergétique de la machine soit correct.

7.4.4 Exemple de machine à absorption

Le tableau 7.1 donne les caractéristiques d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau dont le bouilleur est alimenté avec de l'eau d'origine solaire.

Le régime d'eau du désorbeur est **88/83 °C**, ces températures peuvent être obtenues par des capteurs solaires sous vide. En production d'eau glacée, la puissance garantie est de **105 kW** pour un régime d'eau glacée de **12,5/7 °C**. La puissance nécessaire à la désorption est alors de **151 kW**.

L'effet frigorifique d'une telle machine est donc :

$$\varepsilon_f = \frac{105}{151} = 0,70$$

Cet effet frigorifique peut sembler faible au regard de l'effet frigorifique des machines à compression mécanique. Cet écart est à relativiser, 1 kWh d'énergie électrique utilisé nécessitant environ 3 kWh d'énergie primaire au niveau des centrales électriques.

Tableau 7.1 Caractéristiques d'une machine à absorption
(Origine : Société Yazaki)

Modèle			WFC-SH30
Capacité frigorifique		kW	105
Capacité calorifique		kW	146
Eau glacée eau chauffage	Régime eau glacée (E/S)	°C	12,5/7,0
	Régime eau chauffage (E/S)	°C	47,4/55,0
	Pertes de charge évapoteur	kPa	60,8 + 10 %
	Débit	L/s	4,58
Eau refroidissement	Puissance de réjection	kW	256
	Régime eau ref. (E/S)	°C	31,0/35,0
	Pertes de Charges Abso./cond.	kPa	37,3 + 10 %
	Débit	L/s	15,3
	Puissance source eau chaude	kW	151
	Régime eau chaude (E/S)	°C	88,0/83,0
Eau chaude primaire	Différentiel admissible	°C	70 – 95
	Pertes de charge générateur	kPa	48,1 + 10 %
	Débit	L/s	7,20
Électricité	Type alimentation		400 V AC 3 Phase 50 Hz
	Consommation	W	310
Poids	À vide	kg	1 450
	En fonctionnement	kg	1 800
Niveau acoustique		dB(A)	52

Calcul simplifié de la surface de capteur sous vide nécessaire :

Considérons une puissance solaire incidente de **1 kW**.

Le rendement moyen des capteurs est de **0,68**.

Un m² de capteur « produit » donc **0,68 kWh** d'énergie thermique par heure. La production de **151 kWh** d'énergie thermique nécessite donc la surface de captation suivante :

$$S = \frac{151}{0,68} = 222 \text{ m}^2$$

Une telle installation ne consomme pas d'énergie fossile et ne génère pas de CO₂.

8

La géothermie

8.1 Généralités

La géothermie, du grec « **géo** », terre et « **thermie** », chaleur, est une énergie dite « nouvelle » alors qu'elle est exploitée depuis l'Antiquité, quand les hommes se soignaient en utilisant les sources chaudes dans leurs thermes.

Dans le domaine du chauffage, on peut considérer 2 techniques spécifiques de la géothermie :

- ▶ La géothermie se rapportant au captage de la chaleur du sol à de faibles profondeurs. Cette technique est adaptée au pavillonnaire et au petit résidentiel.
- ▶ La géothermie se rapportant au captage de la chaleur issue de nappes phréatiques. Ces nappes étant généralement à de grandes profondeurs. Cette technique est adaptée au grand résidentiel (généralement plusieurs milliers de logements).

8.2 Géothermie se rapportant au captage de la chaleur du sol à de faibles profondeurs

8.2.1 Capteurs horizontaux

Le sol est un bon accumulateur de chaleur puisque les températures qui y règnent toute l'année varient de 7 à 13 °C à 2 m de profondeur (pour un site donné).

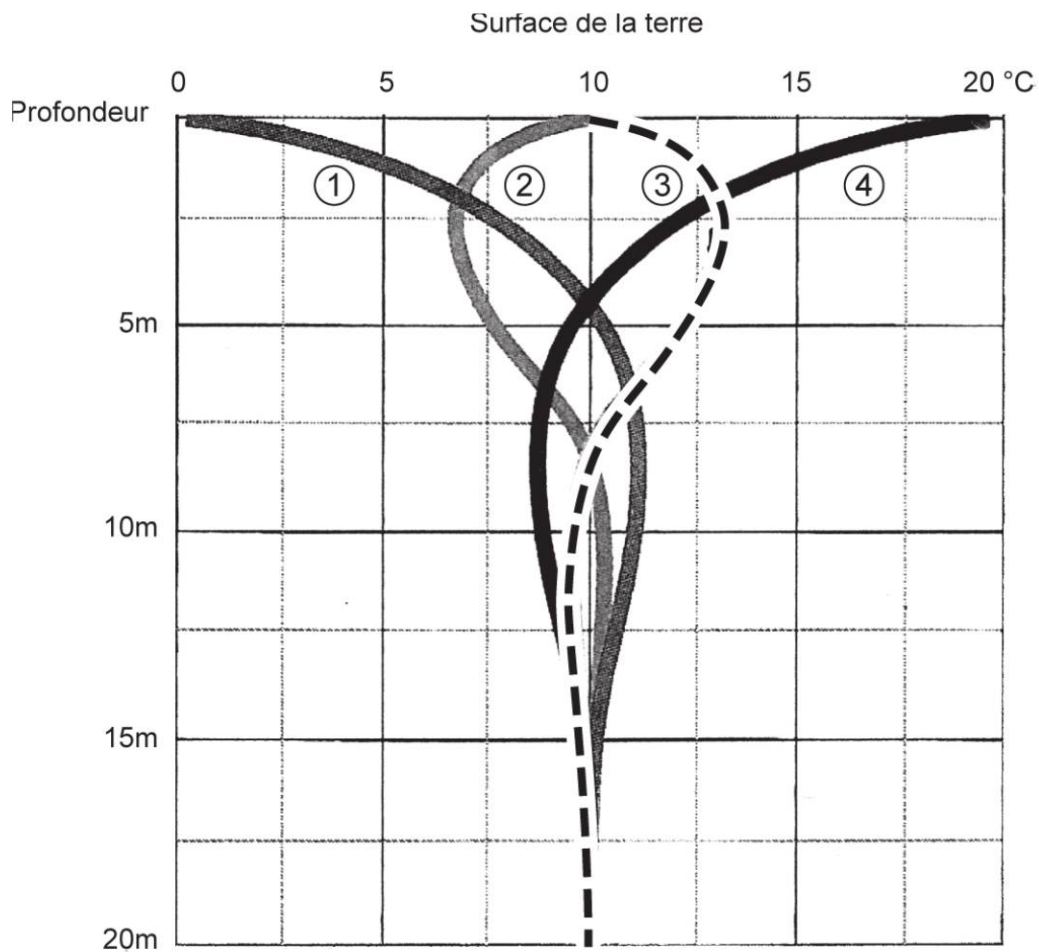


Figure 8.1 Courbes de température de la source de chaleur Terre

1 : février ; 2 : mai ; 3 : novembre ; 4 : août.

Lorsque des capteurs sont enterrés (captage horizontal ou vertical), un flux thermique se produit du sol vers le fluide caloporteur contenu dans les capteurs... dans la mesure où la température du caloporteur est inférieure à la température du sol !

Le niveau des températures du caloporteur ne permet pas le chauffage conventionnel par panneaux de sol.

Il est donc nécessaire d'élever le niveau énergétique de cette énergie géothermale pour la rendre exploitable.

Les pompes à chaleur (PAC) permettent d'élever ce niveau énergétique.

La puissance thermique utile est ici de **8 kW**.

La puissance électrique absorbée est de **2 kW**.

L'efficacité énergétique de cette machine (COP) est : $8 / 2 = 4$.

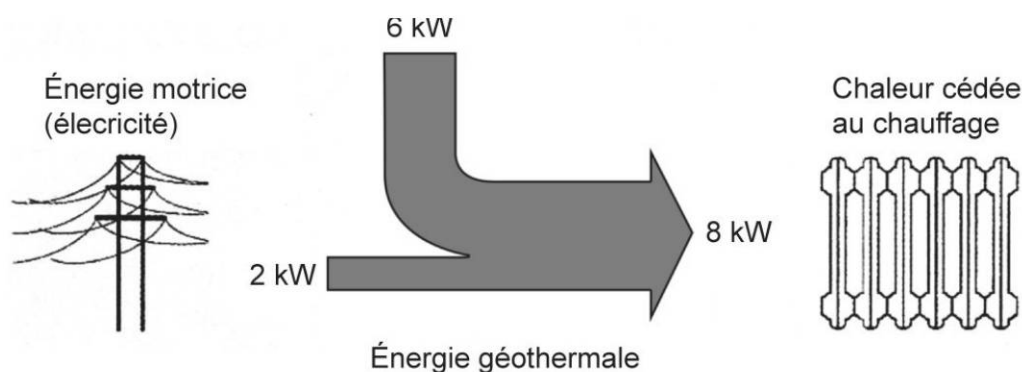


Figure 8.2 Exemple de bilan énergétique d'un chauffage géothermique

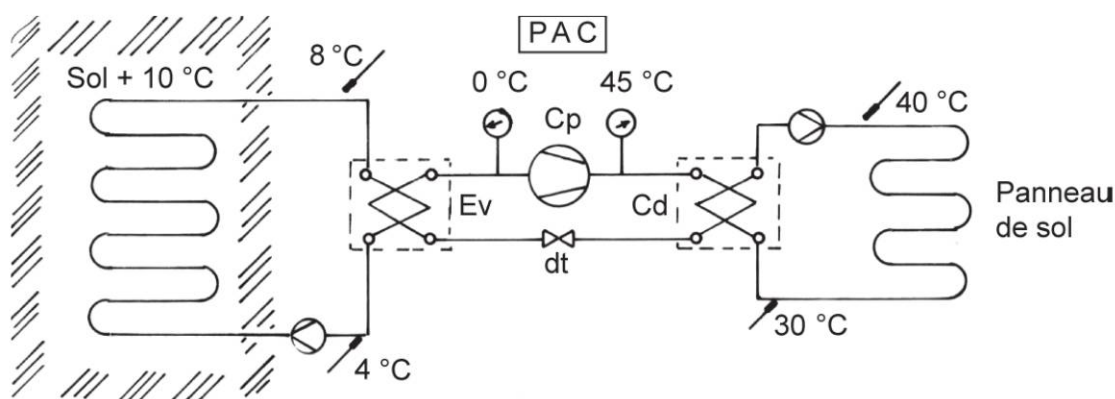


Figure 8.3 Exemple de températures possibles sur une installation de chauffage géothermique

Les puissances soutirées au sol sont comprises entre **10 et 35 W/m²**.

Pour résumer, on peut dire que la capacité de stockage et la conductivité thermique sont d'autant meilleures que le sol contient de l'eau et est compact (peu d'air).

Généralement, la surface de captation est environ le double de la surface chauffée.

Exemple d'un pavillon de **100 m²** de surface habitable, la surface du terrain nécessaire à l'enfouissement des capteurs est environ de **200 m²**.

Tableau 8.1 Puissances disponibles en fonction de la nature des sols

Différents types de sols	Puissances soutirables
Sol sablonneux sec	10 à 15 W/m ²
Sol sablonneux humide	15 à 20 W/m ²
Sol argileux sec	20 à 25 W/m ²
Sol argileux humide	25 à 30 W/m ²
Sol aquifère	30 à 35 W/m ²

La chaleur prélevée est très peu renouvelée par les couches profondes.

La « recharge » thermique des sols est assurée prioritairement par le soleil et la pluie.

Les capteurs sont réalisés en matériaux de synthèse (PE) et sont enterrés à une profondeur variant de **0,9 m à 1,5 m**.

Les différentes boucles ne doivent pas dépasser **100 m** afin de limiter les pertes de charge.

Les différentes boucles doivent présenter la même perte de charge afin de permettre un débit de fluide caloporteur identique et partant, une puissance prélevée homogène sur toute la surface de captation.

Le fluide caloporteur est généralement de l'eau glycolée afin de permettre le fonctionnement lors des températures négatives.

Les travaux de fouille nécessaires sont effectués sans surcoût important pour du neuf, par contre, dans l'existant les coûts s'avèrent généralement prohibitifs de sorte que la technologie des capteurs horizontaux n'est pas retenue.

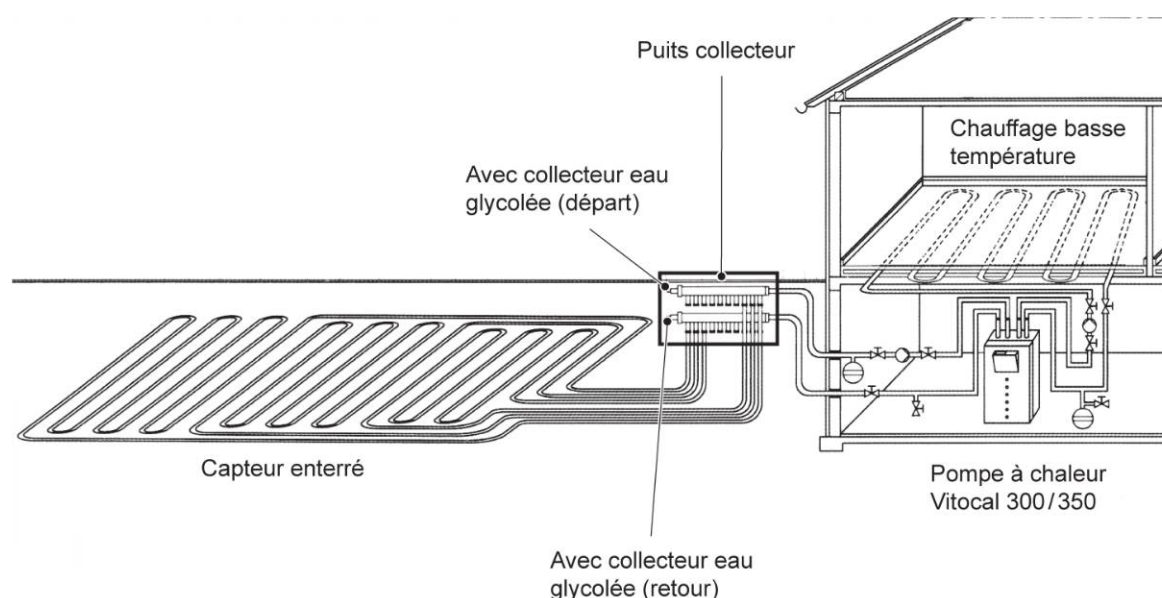


Figure 8.4 Récupération de chaleur avec des capteurs horizontaux enterrés (Doc. Viessmann)

8.2.2 Les capteurs verticaux appelés « géosondes »

Cette technologie est retenue prioritairement à la technologie des capteurs horizontaux dans les cas principaux suivants :

- ▶ Surface nécessaire à l'enfouissement insuffisante.
- ▶ Déclivité du terrain importante.
- ▶ Nature du terrain ne permettant pas l'excavation.
- ▶ Remplacement d'un chauffage existant traditionnel (fuel ou gaz) par une technologie géothermique.

Autant l'enfouissement des capteurs horizontaux peut être réalisé assez facilement, autant la mise en place des géosondes nécessite des sociétés très spécialisées.

Il n'est pas rare que la profondeur des forages nécessaires atteigne **100 m**. Ces installations sont soumises à autorisation de l'Agence de l'eau ou du BRGM.

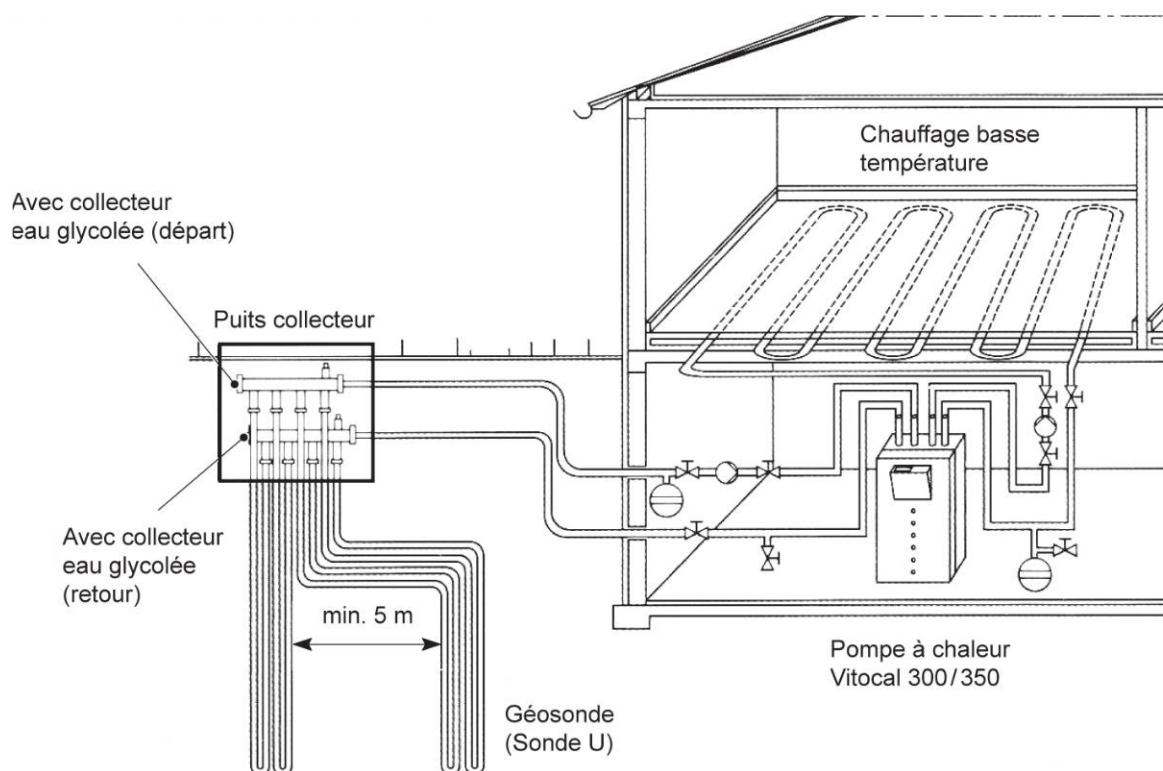


Figure 8.5 Récupération de chaleur à partir de géosondes
(Doc. Viessmann)

Généralement, les géosondes sont réalisées à partir de 4 tubes en parallèle formant un double U comme le montre la figure 8.5.

La mise en place des géosondes nécessite des forages coûteux, en conséquence une étude préalable doit être réalisée par des spécialistes reconnus afin de garantir des performances énergétiques satisfaisantes.

Tableau 8.2 Puissance de soutirage possible par mètre linéaire pour les géosondes (sondes à tube double U)

Nature des sols	Puissance de soutirage
Sol de mauvaise qualité (sédiments secs)	≤ 20 W/ml
Sol de roche normal avec sédiments saturés d'eau	50 W/ml
Sol de roche à transmission thermique élevée	70 W/ml

8.3 Géothermie se rapportant à de la chaleur issue de nappe phréatique

8.3.1 Généralités

Cette technologie demande des forages de grande profondeur, leur coût est donc très élevé. Le temps de retour sur investissement n'est donc possible que dans la mesure où la puissance thermique géothermale disponible est importante. Cette technologie concerne donc le grand résidentiel. Il est fréquent qu'un site géothermal alimente plusieurs milliers d'appartements.

Le centre de la Terre est à une température très élevée. L'élévation de la température avec la profondeur est d'environ $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour 100 m , ce qui correspond à une température d'environ $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $2\text{ }000\text{ m}$ de profondeur.

Les principales caractéristiques d'une ressource géothermale sont :

- ▶ la température,
- ▶ les caractéristiques physiques et hydrodynamiques du réservoir,
- ▶ les caractéristiques physico-chimiques du fluide géothermal.

Outre la présence d'eau chaude, une exploitation géothermique n'est possible que s'il existe des roches perméables dans lesquelles une circulation d'eau permet l'extraction de la chaleur.

Les caractéristiques physico-chimiques de l'eau géothermale ne permettent pas d'utiliser directement ce fluide pour chauffer les différents utilisateurs. Il est donc nécessaire de séparer le fluide géothermal du fluide géothermique.

On crée ainsi 2 boucles ou réseaux :

- ▶ le réseau géothermal,
- ▶ le réseau géothermique.

8.3.2 Géothermie seule

L'eau géothermale est pompée dans la nappe phréatique par une pompe appelée pompe de production (figure 8.6). L'eau est refoulée dans un échangeur à plaques où le maximum de chaleur est prélevé. La chute de température de l'eau géothermale peut varier de 20 à 30 °C avant réinjection dans la nappe phréatique par la pompe d'injection (figure 8.7).

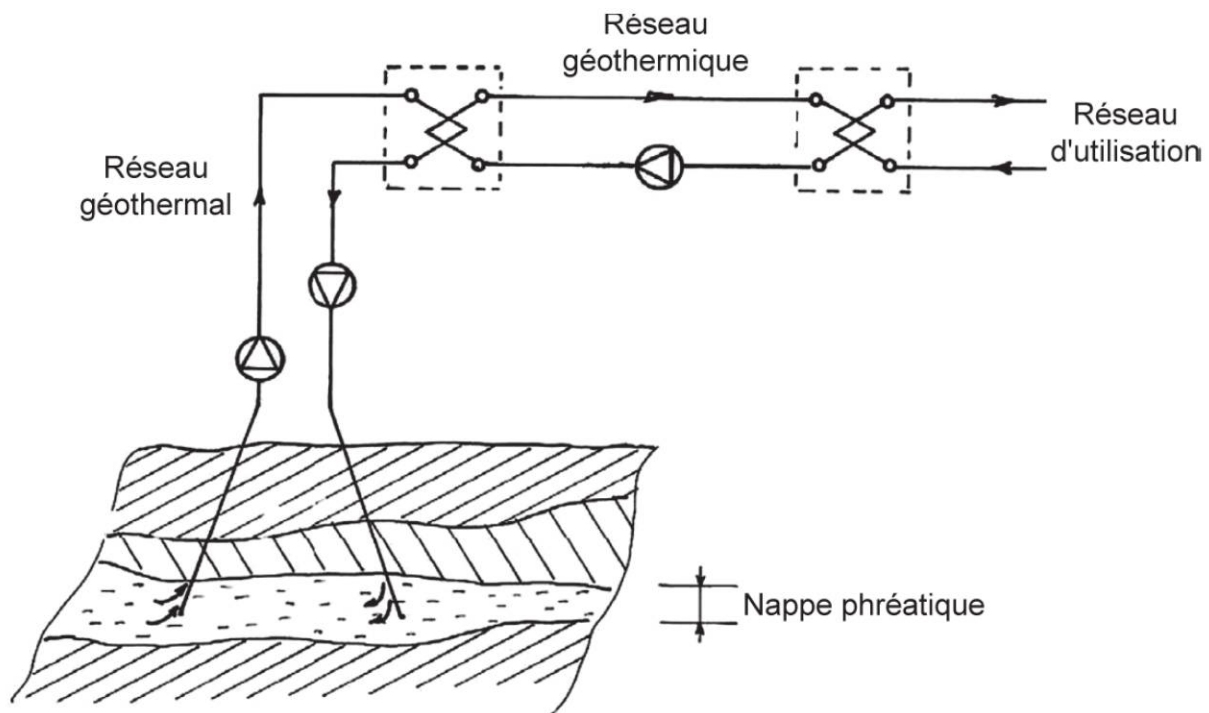


Figure 8.6 Schéma de principe d'un ensemble géothermique

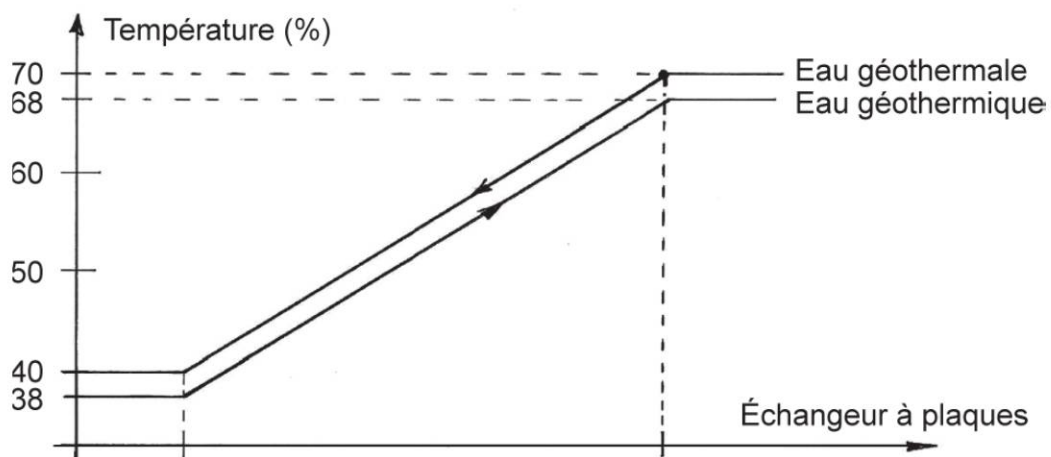


Figure 8.7 Exemple d'écart de température possible avec un échangeur à plaques

8.3.3 Géothermie associée à une pompe à chaleur

Le niveau de température de l'eau géothermale réinjectée est tout à fait suffisant pour alimenter une pompe à chaleur eau/eau. La géothermie associée à une pompe à chaleur permet d'améliorer très sensiblement les performances énergétiques globales du site géothermal (figure 8.8).

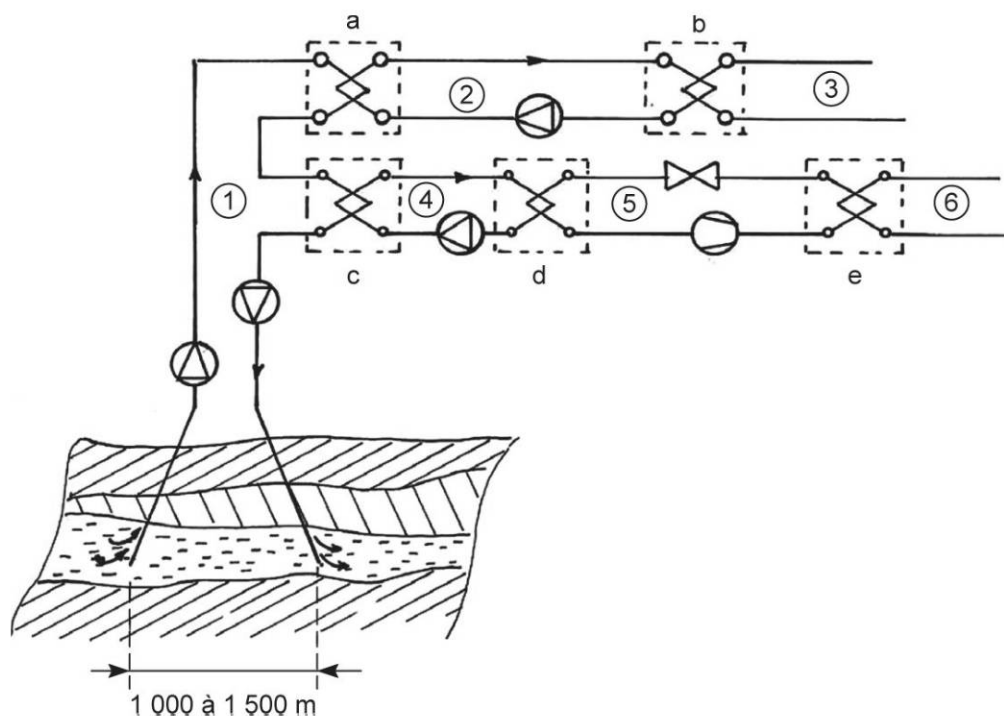


Figure 8.8 Schéma de principe d'une installation géothermique associée à une pompe à chaleur

1 : boucle géothermale ; **2-4** : boucles géothermiques ; **3-6** : boucles d'utilisation (ECS, chauffage par radiateurs ou par le sol) ; **5** : circuit frigorifique de la pompe à chaleur.

8.4 Cas concret

8.4.1 Généralités

Il s'agit d'une géothermie associée à une pompe à chaleur.

Un groupe de bâtiments est alimenté en eau géothermique fournissant l'eau chaude sanitaire (ECS) et le chauffage par dalles de sol. Cette eau chaude est issue d'un échangeur prélevant la chaleur sur l'eau géothermale.

Les températures de cette boucle sont $54^{\circ}\text{C}/28^{\circ}\text{C}$. Les pompes à chaleur alimentées en eau à 28°C permettent le transfert de chaleur dans une boucle dont les températures sont $56^{\circ}\text{C}/29^{\circ}\text{C}$.

Cette boucle (repère 4 sur la figure 8.10) permet l'eau chaude sanitaire et le chauffage par radiateurs dans un autre groupe de bâtiments.

La figure 8.9 donne le schéma de principe de l'ensemble.

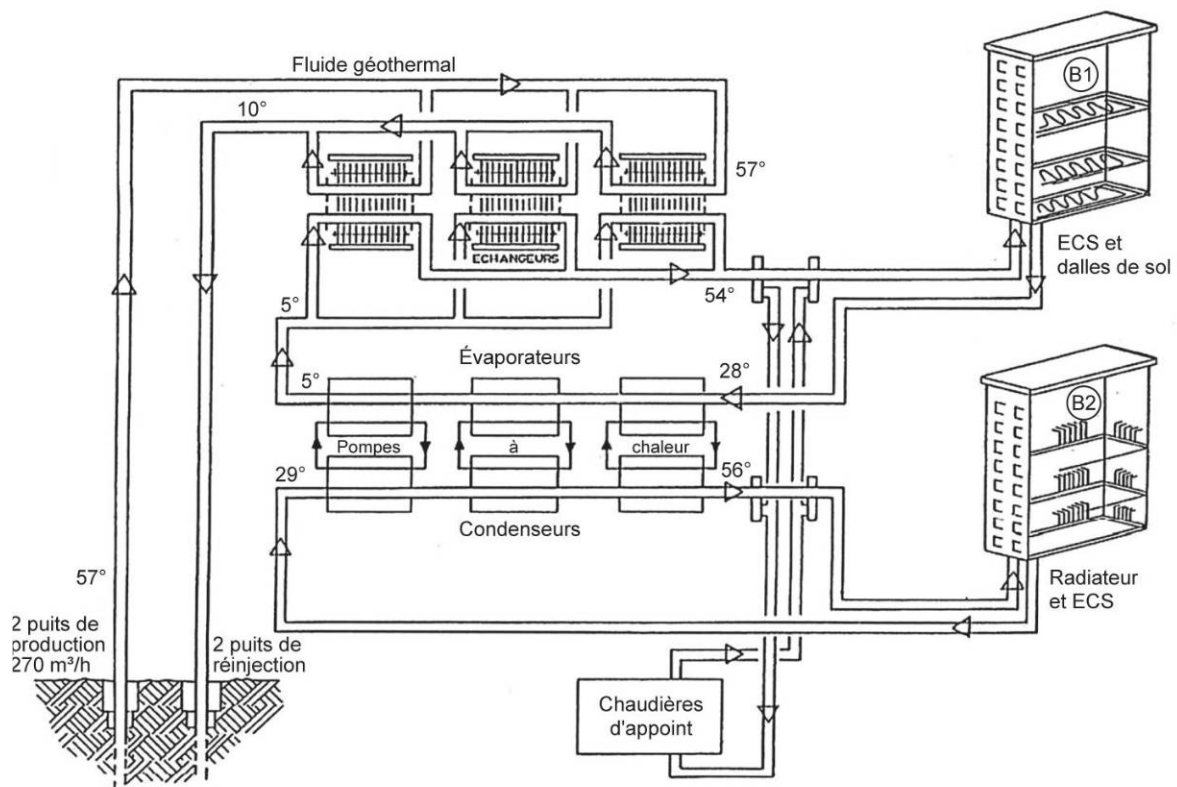


Figure 8.9 Site géothermique avec pompes à chaleur alimentant un ensemble de bâtiments en eau chaude sanitaire et en chauffage

8.4.2 Calculs des performances énergétiques de cette installation

- 1 : Quelle est la puissance thermique totale récupérée sur l'eau géothermale ?
- 2 : Si l'installation fonctionne sans pompe à chaleur, l'eau est réinjectée dans la nappe phréatique à $+35^{\circ}\text{C}$. À quel gain de puissance « apparent » conduit la PAC ?
- 3 : Quel est le débit dans la boucle de chauffage « dalles de sol » ?

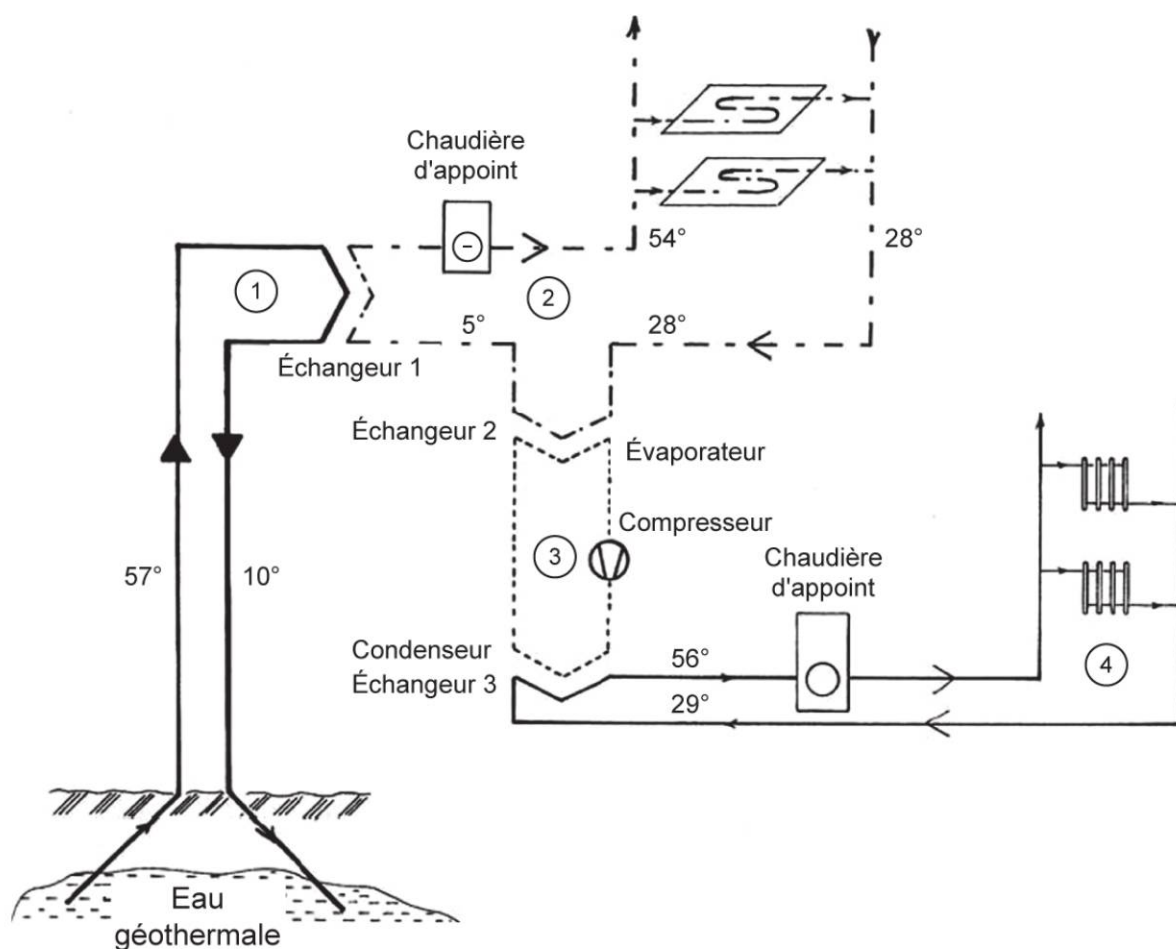


Figure 8.10 Schéma simplifié de la figure 8.9

1 : boucle géothermale ; **2** : boucle permettant l'ECS et le chauffage par panneaux de sol d'un groupe de bâtiments ; **3** : circuit frigorifique de la pompe à chaleur fonctionnant au **R 134 a** ; **4** : boucle permettant l'ECS et le chauffage par radiateurs d'un autre groupe de bâtiments.

4 : Quelle est la puissance de chauffage disponible pour les logements « dalles de sol » ?

5 : Quelle est la puissance de l'échangeur « 2 » (évaporateur de la PAC) ?

La PAC fonctionne au **R 134 a**, les conditions de marche sont les suivantes :

- Température d'ébullition : **+2 °C**.
- Température de condensation : **+58 °C**.
- Surchauffe totale : **8 °C**.
- Sous-refroidissement total : **10 °C**.

- 6 : Tracer le cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du **R 134 a**.
- 7 : Porter les valeurs caractéristiques dans un tableau.
- 8 : Quel est le débit massique de fluide frigorigène ?
- 9 : Quel est le débit volumique de fluide frigorigène aspiré par les compresseurs ?
- 10 : Quel est le volume engendré par les compresseurs si le rendement volumétrique est de **88 %** (aux conditions de fonctionnement ci-dessus) ? Il s'agit de compresseurs à vis.
- 11 : Quelle est la puissance nécessaire à l'entraînement des compresseurs (le rendement mécanique est de **0,92**, le rendement électrique est de **0,90** et le rendement indiqué est de **0,90**) ?
- 12 : Quelle est la puissance échangée aux condenseurs des PAC (échangeur 3) ?
- 13 : Quel est le débit d'eau dans la boucle « 4 » ?
- 14 : Quelle est la puissance électrique nécessaire à l'entraînement de la pompe de l'eau géothermale (la HMT de cette pompe est de **72 mCE** et son rendement est de **72 %**, le rendement de moteur est de **90 %**) ?
- 15 : Quelle est la puissance électrique nécessaire à l'entraînement de la pompe du circuit « 2 » (la HMT nécessaire est de **36 mCE**, le rendement de la pompe est de **78 %** et le rendement du moteur est de **90 %**) ?
- 16 : Quelle est la puissance électrique nécessaire à l'entraînement de la pompe du circuit « 4 » (la HMT nécessaire est de **36 mCE**, le rendement de la pompe est de **78 %** et le rendement du moteur est de **90 %**) ?
- 17 : Quelle est la puissance utile totale disponible pour le chauffage ?
- 18 : Quelle est la puissance électrique totale absorbée ?
- 19 : Quel est le rendement énergétique global de l'installation ?
- 20 : Quelles remarques faites-vous sur ce choix technologique ?

■ Solutions

1 – Puissance totale récupérée sur l'eau géothermale (échangeur 1 sur la figure 8.10).

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta.$$

Q_m : Débit massique en kg/s ; C : Chaleur massique en kJ/(kg.°C) ; $C = 4,18$ pour l'eau ; $\Delta\theta$: Écart de température en °C.

$$Q_v = 270 \text{ m}^3/\text{h} ; \Delta\theta = 57 - 10 = 47 \text{ °C}.$$

$$P = \frac{270\,000}{3\,600} (47 \times 4,18) = 14\,734,5 \text{ kW}.$$

Il est considéré une masse volumique de l'eau de 1 kg/dm^3 .

2 – Sans pompe à chaleur, l'eau est réinjectée à +35 °C. Quel est le gain de puissance apparent généré par la pompe à chaleur ?

$$\Delta\theta = 57 - 35 = 22 \text{ °C}.$$

$$\text{Puissance disponible : } P = \frac{270\,000}{3\,600} (22 \times 4,18) = 6\,897 \text{ kW}.$$

Le gain de puissance généré par la pompe à chaleur est donc : $14\,734,5 - 6\,897 = 7\,837,5 \text{ kW}$.

3 – Calculer le débit d'eau dans la boucle « dalle de sol ».

Puissance thermique échangée dans l'échangeur « 1 » : **14 734,5 kW**.

L'écart de température au niveau de l'échangeur « 1 » est $54 - 5 = 49 \text{ °C}$.

$$Q_m = \frac{P}{C \times \Delta\theta} = \frac{14\,734,5}{4,18 \times 49} = 72 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ ou } \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 259 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

4 – Quelle est la puissance disponible pour les appartements « dalles de sol » ?

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta = 72 \times 4,18 (54 - 28) = 7\,825 \text{ kW}.$$

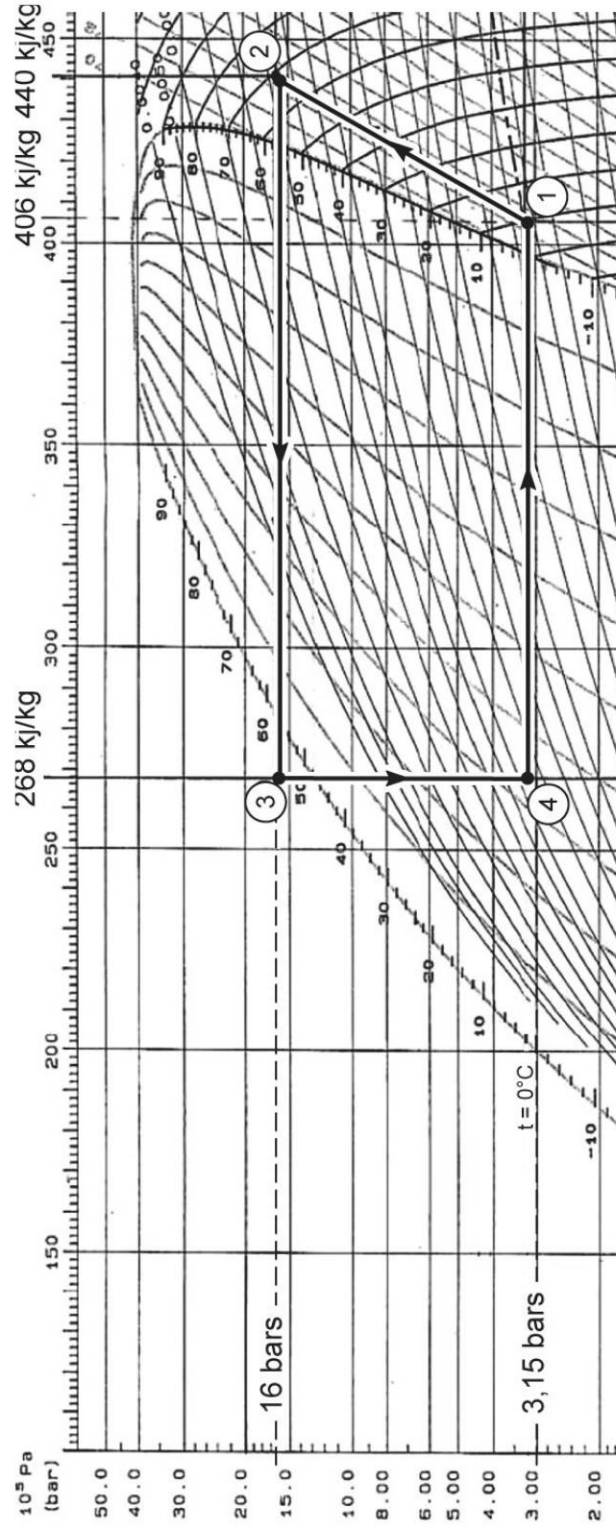


Figure 8.11 Cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur sur diagramme enthalpique du R 134 a

5 – Puissance de l'échangeur « 2 » (évaporateur pompe à chaleur).

$$Q_m = 72 \text{ kg/s} ; \Delta\theta = 28 - 5 = 23 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$P = 72 \times 4,18 \times 23 = 6\,922 \text{ kW}.$$

6 – Tracer le cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur sur diagramme enthalpique.

Voir figure 8.11.

7– Porter les valeurs caractéristiques sur un tableau.

Tableau 8.3 Valeurs caractéristiques

	Pression (bar)	Température (°C)	Enthalpie (kJ/kg)	Volume massique (m³/kg)	Titre (% de gaz)
1	3,15	10	406	0,066	1
2	16	70	440		1
3	16	48	268		0
4	3,15	2	268		0,33

8

8 – Calculer le débit massique de fluide frigorigène.

$$\Delta H \text{ à l'évaporateur (1-4)} = 406 - 268 = 138 \text{ kJ/kg}.$$

$$\text{Puissance échangée} = 6\,922 \text{ kW}.$$

$$\text{Débit massique de fluide frigorigène } Q_m = 6\,922/138 = 50,16 \text{ kg/s}.$$

9 – Débit volumique de R 134 a.

$$Q_v = Q_m \times v = 50,16 \times 0,066 = 3,31 \text{ m}^3/\text{s} = 11\,918 \text{ m}^3/\text{h}.$$

10 – Volume engendré par les compresseurs si le rendement volumétrique est de 88 %.

$$\text{Volume engendré} = 11\,918/0,88 = 13\,543,2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

11 – Puissance nécessaire à l'entraînement des compresseurs.

$$\text{Puissance théorique} = Q_m \times \Delta H \text{ (2-1).}$$

$$Q_m = 50,16 \text{ kg/s.}$$

$$\Delta H = 440 - 406 = 34 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Puissance théorique} = 50,16 \times 34 = 1\,705,4 \text{ kW.}$$

$$\text{Rendement global} = 0,92 \times 0,9 \times 0,9 = 0,745.$$

$$\text{Puissance réelle} = P_{\text{th.}}/\eta = 1\,705,4/0,745 = 2\,289,18 \text{ kW.}$$

12 – Puissance échangée aux condenseurs des pompes à chaleur.

$$\Delta H \text{ condenseurs (H}_2 - \text{H}_3) = 440 - 268 = 172 \text{ kJ/kg.}$$

$$Q_m \text{ de R 134 a} = 50,16 \text{ kg/s.}$$

$$\text{Puissance échangée aux condenseurs : } P = 172 \times 50,16 = 8\,627,5 \text{ kW.}$$

13 – Débit d'eau dans la boucle « 4 ».

$$\text{Puissance échangée : } 8\,627,5 \text{ kW.}$$

$$\Delta \theta = 56 - 29 = 27 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{Débit d'eau : } Q_m = \frac{P}{C \times \Delta \theta} = \frac{8\,627,5}{4,18 \times 27} = 76,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 275,2 \text{ m}^3/\text{h.}$$

14 – Puissance électrique nécessaire à la pompe du circuit eau géothermale.

$$\text{HMT} = 72 \text{ mCE.}$$

$$Q_v = 270 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$\text{Puissance théorique} = Q_v \times \text{HMT} = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \text{Pa}.$$

$$P = \frac{270}{3\,600} \times 720\,000 = 54\,000 \text{ W} = 54 \text{ kW.}$$

$$\text{Puissance réelle absorbée : } P = \frac{54}{0,72 \times 0,9} = 83,3 \text{ kW.}$$

15 – Puissance électrique absorbée par la pompe du circuit « dalles de sol ».

$$Q_v = 259 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\text{HMT} = 36 \text{ mCE}.$$

$$\text{Puissance théorique} = \frac{259}{3\,600} \times 360\,000 = 25\,900 \text{ W} = 25,9 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance réelle absorbée : } P = \frac{25,9}{0,78 \times 0,9} = 37 \text{ kW}.$$

16 – Puissance électrique absorbée par la pompe du circuit « 4 ».

$$Q_v = 275,2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\text{HMT} = 36 \text{ mCE}.$$

$$\text{Puissance théorique} = \frac{275,2}{3\,600} \times 360\,000 = 27\,520 \text{ W} = 27,52 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance réelle absorbée : } P = \frac{27,52}{0,78 \times 0,9} = 39\,200 \text{ W} = 39,2 \text{ kW}.$$

17 – Puissance thermique totale disponible.

$$8\,627,5 + 7\,825 = 16\,452,5 \text{ kW}.$$

18 – Puissance électrique totale absorbée.

$$\text{Puissance d'entraînement des compresseurs : } 2\,289,18 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance d'entraînement de la pompe du circuit géothermal : } 83,3 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance d'entraînement de la pompe du circuit « 2 » : } 37 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance d'entraînement de la pompe du circuit « 4 » : } 39,2 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance totale } P = 2\,289,18 + 83,3 + 37 + 39,2 = 2\,448,7 \text{ kW}.$$

19 – Rendement énergétique global.

$$\eta = \frac{16\,452,5}{2\,448,7} = 6,72.$$

20 – Remarques sur ce choix technologique.

Le rendement énergétique global donne **6,72**. Un kilowattheure électrique permet un apport de **6,72 kWh** d'énergie thermique aux différents bâtiments.

L'eau géothermale est réinjectée après avoir perdu de **20 à 30 °C** (sans pompe à chaleur), la ressource tend donc à se refroidir. Si la réinjection est suffisamment éloignée, la température de puisage est pratiquement constante pendant **30 ans**. Ensuite, la chute de température peut être de l'ordre de **1 à 2 °C** tous les **5 ans**. Chaque site a ses caractéristiques propres. Il n'est donc pas possible de garantir *a priori* la durée de vie d'un site géothermal de façon précise.

En cas de perte de la production géothermale (pannes, maintenance...), il est nécessaire de disposer d'une chaufferie relais qui permette de couvrir les besoins totaux du site. Le choix géothermique demande donc un important investissement de base. Si on se réfère à l'effet calorifique global de cet exemple (≈ 7), le temps de retour sur investissement peut être intéressant.

La géothermie permet une moindre consommation d'énergie fossile. Elle est donc une énergie dite « nouvelle ! » d'avenir.

9

La filtration

9.1 Domaines d'application

La filtration a pour but de protéger les personnes et les processus industriels.

9.1.1 Le tertiaire

La sensation de confort recherchée avec le traitement de l'air n'accepte pas un air chargé de poussières. L'aspect des faux plafonds près des diffuseurs est rapidement très inesthétique si le niveau de filtration n'est pas suffisant.

Une filtration aléatoire peut conduire à des coûts importants à cause d'arrêts de travail : rhume, grippe, conjonctivites, allergies, etc. Le matériel de bureaux (ordinateur, imprimante, scanner...) fonctionne mieux dans une ambiance exempte de poussières.

9.1.2 Industrie chimique

La filtration est indispensable pour :

- ▶ Les établissements pharmaceutiques : fabrication de vaccins, de sérums, d'antibiotiques, etc.
- ▶ La fabrication de films et de feuilles d'enregistrement.
- ▶ La fabrication de fibres artificielles, etc.

9.1.3 Industrie agroalimentaire

Brasseries, laiteries, chocolateries, établissements de transformation du lait, des œufs, de la viande, etc. Toutes ces applications ou processus demandent des niveaux de filtration spécifiques (normes).

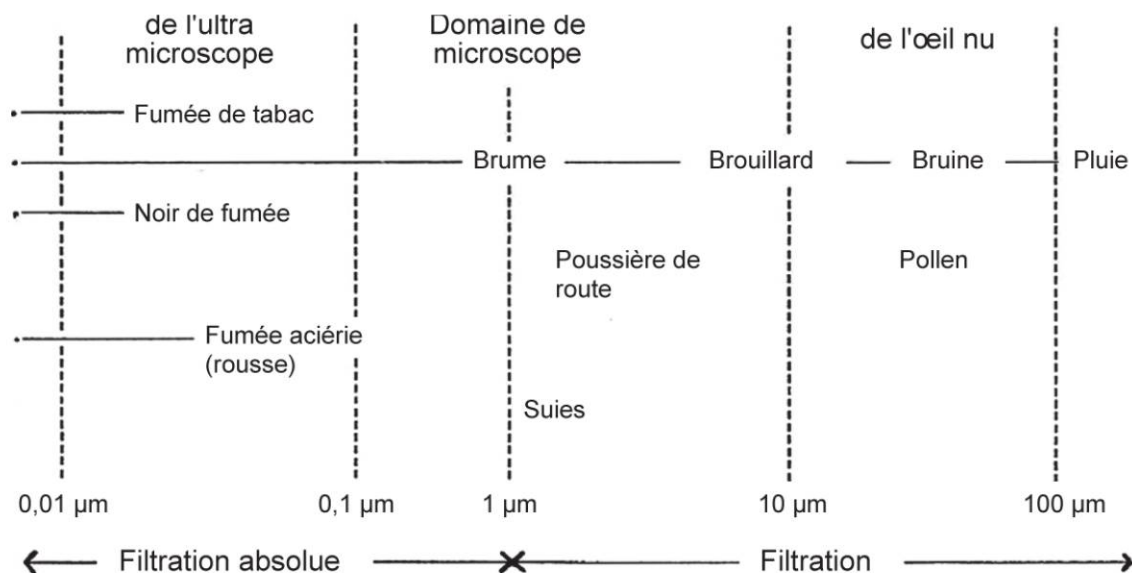
9.1.4 Autres

Les autres domaines où la filtration s'impose sont très nombreux, citons par exemple : le nucléaire, le spatial, la micro-mécanique, les laboratoires de recherche, les cabines de peinture, les enceintes d'essais, la cosmétologie, l'électronique, la purification de l'air dans les blocs opératoires, les salles d'accouchement, de soins intensifs, etc.

Cet aide-mémoire se voulant généraliste, nous nous limiterons ici au tertiaire.

9.2 Types de poussières et particules

Tableau 9.1 Classification des poussières en fonction de la granulométrie
(Source Camfil Farr)



Les poussières ont de nombreuses origines :

- ▶ desquamation des individus,
- ▶ usure des minéraux,
- ▶ usure des vêtements, du papier,
- ▶ rejet des véhicules à moteur thermique,

- ▶ rejets industriels (fumerons, poussières grasses résultant de la combustion du fuel, etc.),
- ▶ pollen des arbres et fleurs,
- ▶ bactéries, moisissures...

La granulométrie détermine le type de filtre à employer. La concentration détermine la rapidité d'encrassement.

La concentration, variable, dépend de l'environnement et des conditions météorologiques :

- ▶ petite concentration après pluie,
- ▶ grande concentration par grand vent,
- ▶ grande concentration au niveau du sol.

On peut admettre les valeurs suivantes :

- ▶ en site rural : **0,05 à 0,15 mg/m³**,
- ▶ en site urbain : **0,2 à 0,5 mg/m³**,
- ▶ en site industriel : **0,4 à 0,8 mg/m³**.

Les valeurs ci-dessus supposent qu'il n'y ait pas d'émissions particulières telles que cimenteries, déchetteries, carrières...

Sans filtration, la concentration en poussières peut être la suivante :

- ▶ **5 à 6 mg/m³** en magasin,
- ▶ **10 mg/m³** en salle de spectacle.

9.3 Principe de captation des particules

La captation utilise divers principes :

- ▶ **Principe électrostatique** : lorsque deux corps présentent des charges électrostatiques différentes, ils s'attirent.
- ▶ **Principe de tamis** : lorsque la particule est de diamètre supérieur à l'espace entre 2 fibres, elle est bloquée. Cette action de tamis est

très faible, l'espace entre les fibres étant supérieur au diamètre de la majeure partie des particules.

- ▶ **Action par effet de diffusion.** Cet effet de diffusion est une conséquence du « mouvement brownien ».
- ▶ **Action par effet d'interception.** Cet effet ne se produit que si la particule dans sa trajectoire passe devant la fibre à une distance correspondant au demi-diamètre de la particule.
- ▶ **Action par effet d'inertie.** Cette action est possible si l'énergie cinétique de la particule est assez grande pour ne pas suivre la ligne dynamique du flux d'air fortement incurvée devant l'élément fibreux.

Les médias filtrants sont très variés :

- ▶ charbon actif,
- ▶ feutre fibre en polypropylène,
- ▶ fibre polyester,
- ▶ fibre synthétique,
- ▶ fibre de verre,
- ▶ mousse de polyuréthane,
- ▶ média tricot inox...

9.4 Principales caractéristiques d'un filtre

■ Efficacité

L'efficacité d'un filtre s'exprime sous 3 formes :

Le rendement (ou efficacité %) : $R = \frac{(I - E)}{I} \times 100$.

La perméance (ou pénétration) : $P = \frac{E}{I} \times 100$.

Le coefficient d'épuration : $CE = \frac{I}{E}$.

I = concentration particulaire amont ; **E** = concentration particulaire aval.

Exemple (figure 9.1) :

Concentration particulaire amont (**I**) = **100 000** particules par m³.

Concentration particulaire aval (**E**) = **5 000** particules par m³.

Rendement ou efficacité : $R = \frac{(I-E)}{I} \times 100 = \frac{(100\,000 - 5\,000)}{100\,000} \times 100 = 95\, \%$.

Perméance ou pénétration : $P = \frac{E}{I} \times 100 = \frac{5\,000}{100\,000} \times 100 = 5\, \%$.

Coefficient d'épuration : $CE = \frac{I}{E} = \frac{100\,000}{5\,000} = 20$.

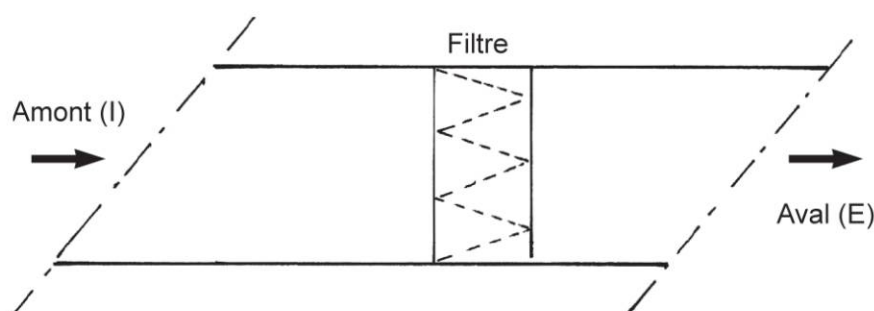


Figure 9.1 Filtre dont on souhaite connaître l'efficacité

■ Vitesse maximale

Au-delà de la vitesse préconisée par le fabricant, il y a risque de réentraînement des poussières arrêtées. Pour les filtres classiques, la vitesse maximale est d'environ **3 m/s**, pour les filtres absolus, la vitesse maximale est d'environ **1,5 m/s**.

■ Pertes de charge

La perte de charge, inférieure à **10 daPa** pour les filtres d'application courante, est croissante de l'état propre jusqu'à une certaine concentration en poussières où le filtre est colmaté.

Habituellement, en préfiltration dans les efficacités de **G2** à **F5**, le remplacement est effectué lorsque la perte de charge atteint **250 Pa**. En

filtration plus fine : de **F6** à **F9** d'efficacité, le remplacement est effectué lorsque la perte de charge atteint **450 Pa**.

Dans la pratique, il convient en fait de se rapprocher du fabricant qui en fonction du test de décollement média fournira tous les renseignements pratiques.

■ Capacité de rétention

La capacité de rétention correspond à la masse de poussière piégée par m² de surface du média filtrant lorsqu'il est nécessaire de le remplacer.

Cette notion permet d'estimer le temps de colmatage :

$$t = \frac{0,28 \times k}{W \times C \times R}$$

0,28 est un coefficient dû aux unités ; **t** = temps d'utilisation (en heures) ; **k** = capacité de colmatage du filtre (en g/m²) ; **W** = vitesse de l'air dans le média (en m/s) ; **C** = concentration de poussières dans l'air entrant (en mg/m³) ; **R** = efficacité du filtre.

Terminologie spécifique :

- ▶ **perméance** : rapport de concentration aval à la concentration amont,
- ▶ **rendement** : rapport de la différence des concentrations à la concentration amont en %,
- ▶ **coefficient d'épuration** : rapport de concentration amont à la concentration aval.

La figure 9.2 donne un exemple d'abaque type se rapportant aux filtres.

- ▶ **Ordonnée de gauche** : Résistance du filtre avec les courbes « 1 » et « 2 ».
- ▶ **Ordonnée de droite** : Variation de l'efficacité avec la courbe « 3 ».
- ▶ **Abscisse inférieure** : Vitesse de l'air.
- ▶ **Abscisse supérieure** : Rétention de poussières.
- ▶ **Courbe « 1 »** : Perte de charge du filtre propre en fonction de la vitesse.

- **Courbe « 2 »** : Pertes de charge de colmatage à vitesse constante (vitesse préconisée pour l'emploi du filtre).
- **Courbe « 3 »** : Variation de l'efficacité en fonction de la rétention en poussières, à vitesse constante.

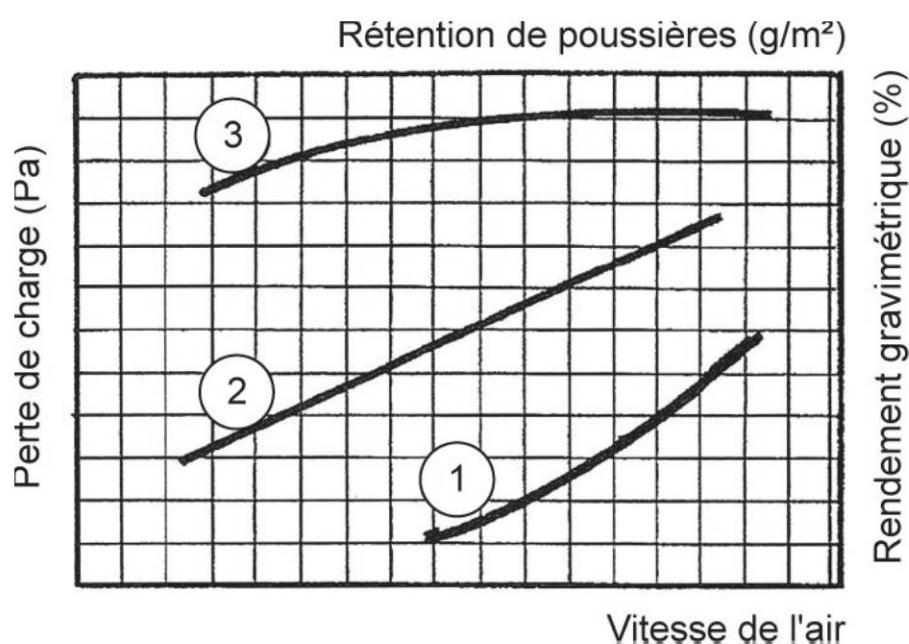


Figure 9.2 Représentation graphique des caractéristiques d'un filtre

9.5 Méthodes d'essais

Les différents types d'essais sont normalisés.

9.5.1 Méthode gravimétrique

Méthode ASHRAE, norme AFNOR X 44012.

Principe : On détermine la masse de poussière émise et la masse de poussière recueillie sur le filtre de prélèvement (figure 9.3).

Type de poussière : aérosol – 72 % de silice, 23 % de noir de carbone, 5 % de coton. La concentration est inférieure à 70 mg/m^3 .

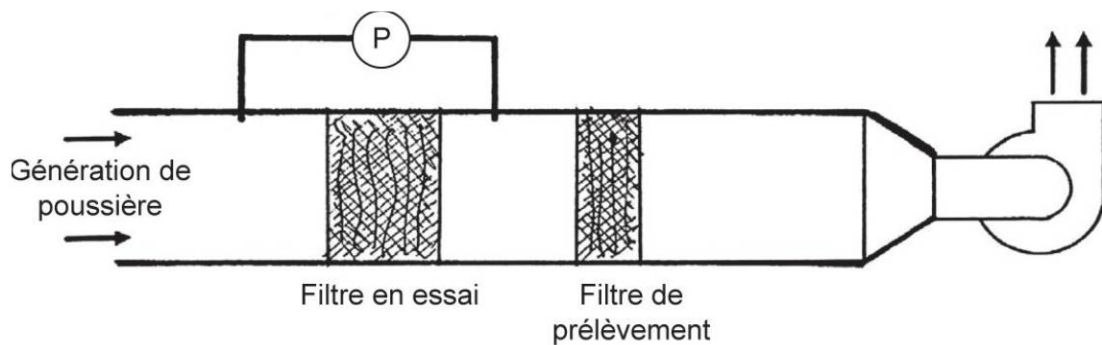


Figure 9.3 Environnement spécifique à un essai de filtre par la méthode gravimétrique

9.5.2 Méthode opacimétrique

Méthode d'essai ASHRAE. Norme AFNOR X 44012.

Principe : La poussière est prélevée avant et après le filtre et recueillie sur deux éprouvettes avec des disques de papier filtre à très haute efficacité (figure 9.4).

Type de poussière : aérosol atmosphérique de diamètre compris entre 0,5 et 1 μm .

9.5.3 Méthode photométrique au chlorure de sodium

Principe : L'aérosol prélevé en aval et en amont du filtre sert d'air comburant à un brûleur à gaz. On mesure l'intensité de la couleur de la combustion du sodium (figure 9.5).

Type de poussière : Aérosol de particules solides de chlorure de sodium obtenu par pulvérisation d'une solution saline et évaporation totale de l'eau. Diamètre des particules = 0,35 μm . Concentration = 5 mg/m^3 .

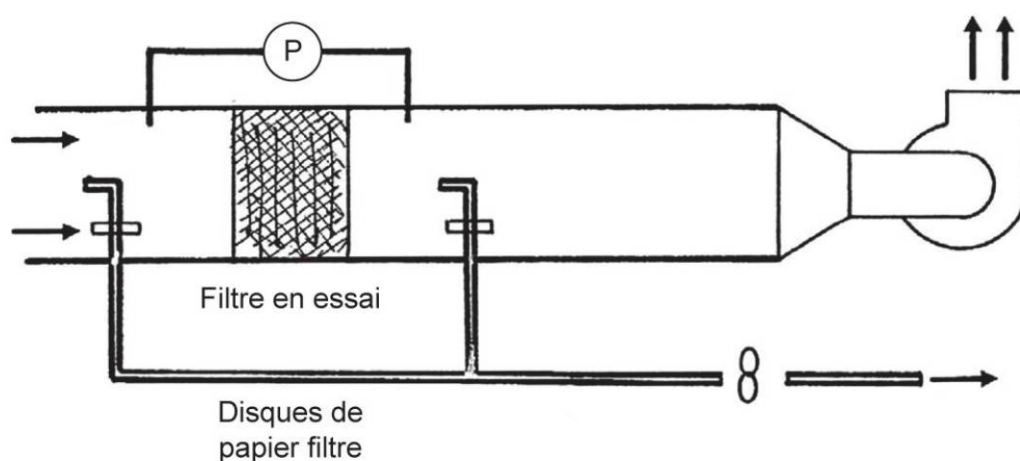


Figure 9.4 Équipement permettant l'essai opacimétrique d'un filtre

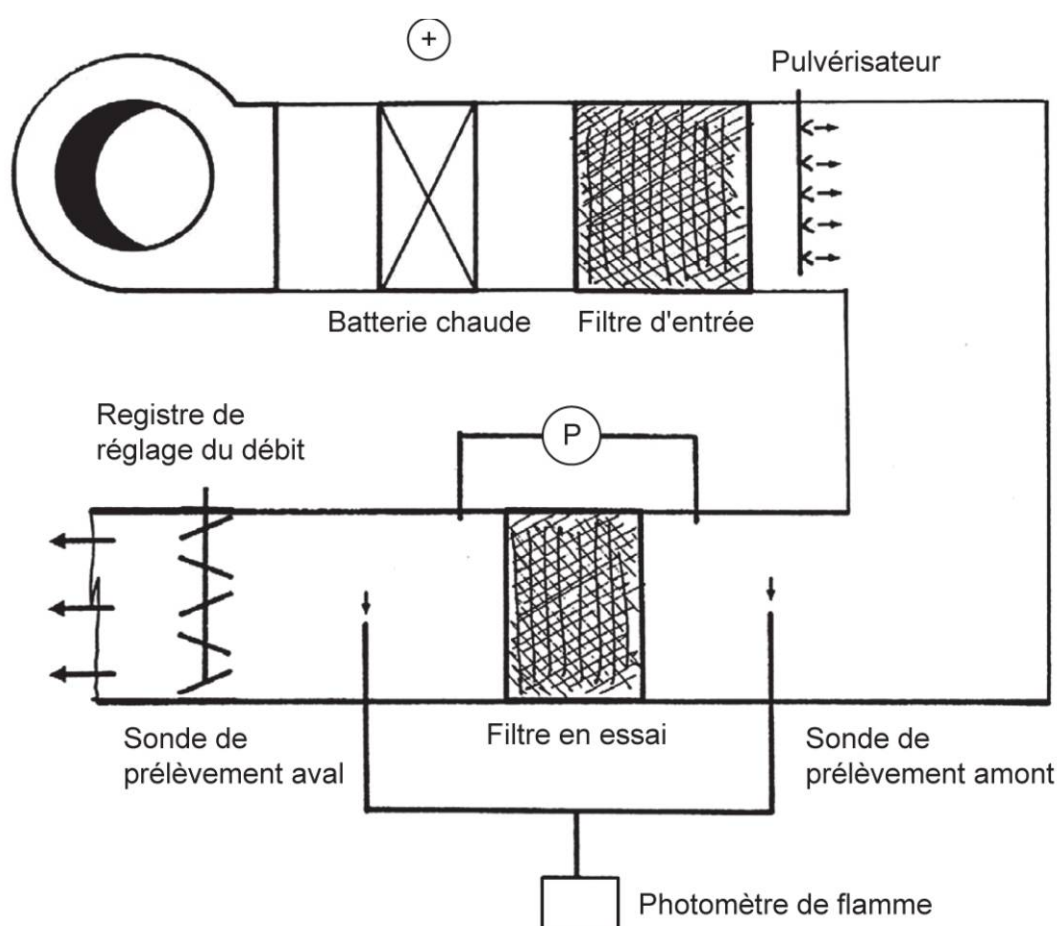
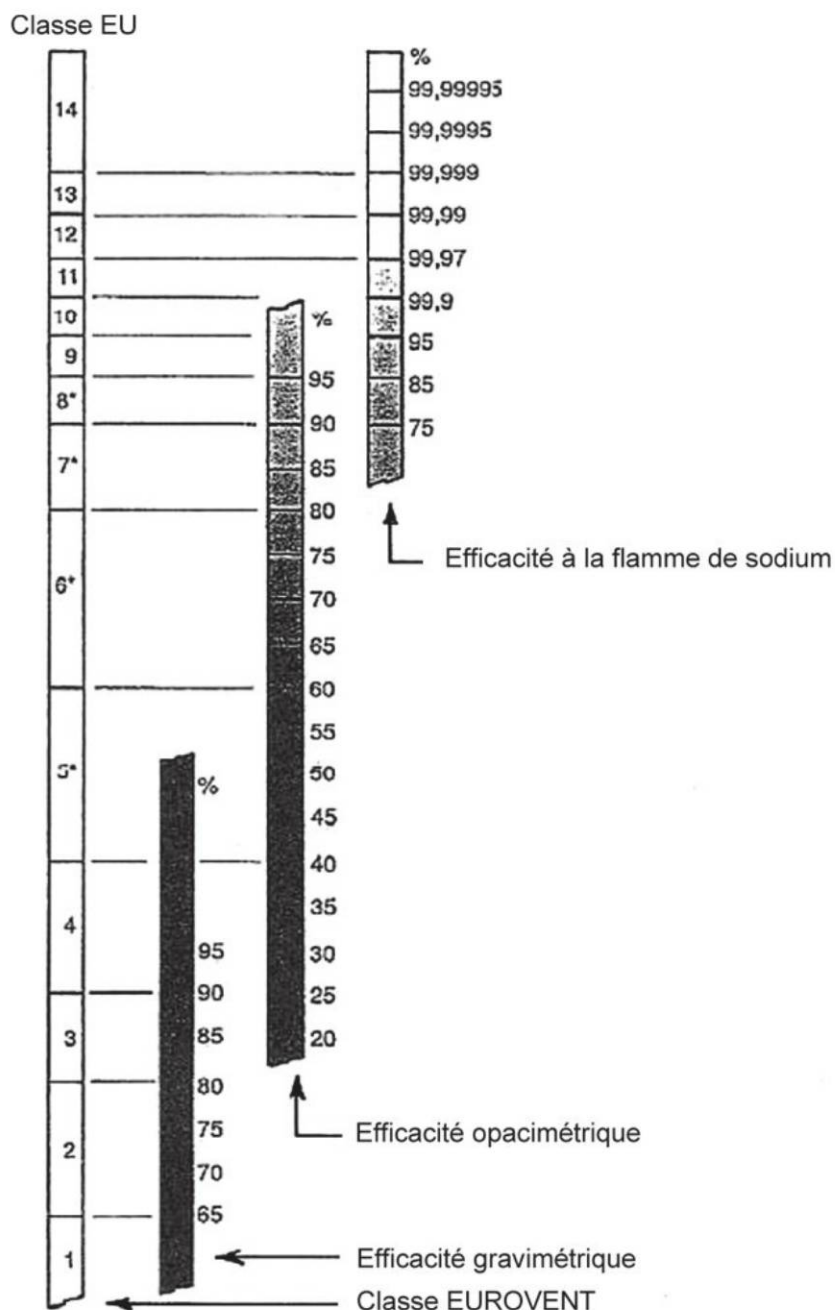


Figure 9.5 Équipement permettant l'essai photométrique

Le tableau 9.2 donne la relation entre les différentes efficacités et la classe Eurovent.

Tableau 9.2 Relation entre les différentes classes



Le tableau 9.3 donne les équivalences entre les différentes efficacités et indique les types de filtres adaptés à chacune de ces efficacités.

Tableau 9.3 Équivalence entre les efficacités et filtres adaptés
(Origine Camfil Farr)

Efficacité de filtration		Votre solution de filtration d'air	
Dégrossissage	PRÉFILTRATION FILTRES GROSSIERS EUROVENT 4/5	EU2	EN 779:2002 Gravimétrique G2 $\geq 65\%$
		EU3	G3 $\geq 80\%$
		EU4	G4 $\geq 90\%$
Local climatisé à pollution non spécifique tertiaire ou industriel	TRAITEMENT DE L'AIR FILTRES FINS EUROVENT 4/5	EU5	EN 779:2002 Opacimétrique F5 $\geq 40\%$ F6 $\geq 60\%$ F7 $\geq 80\%$ F8 $\geq 90\%$ F9 $\geq 95\%$
		EU6	
		EU7	
		EU8	
		EU9	
		EU10	
Filtration terminale en salle propre	CLEAN PROCESS HEPA EUROVENT 4/4	EU11	EN 1822 MPPS (Most Penetrating Particle Size) H10 $\geq 85\%$ H11 $\geq 95\%$ H12 $\geq 99,5\%$ H13 $\geq 99,95\%$ H14 $\geq 99,995\%$ U15 $\geq 99,9995\%$ U16 $\geq 99,99995\%$ U17 $\geq 99,999995\%$
		EU12	
		EU13	
		EU14	
		ULPA	

Le tableau 9.4 indique d'autres méthodes d'essais de filtres.

Tableau 9.4 Autres essais

Méthode et origine	Caractéristiques des particules				Procédé de génération et concentration en amont du filtre	Principe de mesure	Application
	Nature	État	Diamètre en micromètres	Diamètre médian en volume			
AFI gravimétrique (U.S.A.)	Mélange : Silice Noir de carbone Linters de coton	Solide	0,1 à 80 μm	5 μm	Dispersion pneumatique : 25 mg/m^3	Pesée (prélèvement aval total)	Filtre à moyenne efficacité
Silice IRCHA (F.)	Silice : type J + K	Solide	2 à 30 μm	8 μm	Dispersion pneumatique : concentration non imposée	Pesée (prélèvement aval total)	Filtre à moyenne efficacité
Aloxite BSD 2831 (G.B.)	Alumine : 2 types de poussières	Solide	BS 2 : 1 à 10 μm BS 3 : 6 à 40 μm	5 μm 20 μm	Dispersion pneumatique : concentration non imposée	Pesée	Filtre à moyenne efficacité
Silice SFI (D.)	Silice : 3 types de poussières	Solide	A : 0,1 à 4 μm B : 0,2 à 10 μm C : 0,5 à 30 μm	1 μm 2,5 μm 8 μm	Dispersion pneumatique : 2 à 10 mg/m^3	Pesée	Filtre à moyenne et haute efficacité
AFI tache (U.S.A.)	Aérosol atmosphérique		< 1 μm très variable		Aérosol atmosphérique : concentration variable	Photométrie sur filtre de prélèvement	Filtre à moyenne et haute efficacité
Poussière de quartz SFI (D.)	Silice	Solide	0,5 à 8 μm	1 μm	Broyage continu et entraîne- ment pneumatique : 120 mg/m^3	Photométrie sur l'aérosol (effet Tyndall)	Filtre à moyenne et haute efficacité
Bleu de méthylène BS 2831 (G.B.)	Bleu de méthylène	Solide	0,2 à 2 μm	0,6 μm	Pulvérisation de solution et évaporation : 0,1 mg/m^3	Photométrie sur filtre de prélèvement	Filtre à très haute efficacité
Bleu de méthylène IRCHA (F.)	Bleu de méthylène	Solide	0,1 à 1 μm	0,35 μm	Pulvérisation de solution et évaporation : 30 à 45 $\mu\text{g}/\text{m}^3$	Photocolorimétrie sur solution de lavage des filtres de prélèvement	Filtre à très haute efficacité
Brouillard d'huile SFI (D.)	Huile de paraf- fine	Liquide	< 1 μm	0,4 μm	Pulvérisation, vaporisation et condensation : 15 à 20 mg/m^3	Photométrie sur l'aérosol (effet Tyndall)	Filtre à très haute efficacité
Acide stéarique IRCHA (F.)	Acide stéarique	Solide	0,5 μm (monodispersé)		Pulvérisation liquide, vaporisation et condensa- tion : 0 ⁴ particules/ cm^3	Spectrophotométrie sur l'aérosol (effet Tyndall)	Filtre à très haute efficacité
DOP (U.S.A.)	Diocetylphthalate	Liquide	0,3 μm (monodispersé)		Vaporisation et condensa- tion : 50 à 100 mg/m^3	Photométrie sur l'aérosol (effet Tyndall)	Filtre à très haute efficacité
Radioactives SFI (D.) NRL (U.S.A.)	Aérosol atmos- phérique marqué au dépôt actif de radon		< 1 μm très variable		Balayage d'une source de radon par l'aérosol atmosphérique : concentration variable	Radioactivité des filtres de prélève- ments	Filtre à très haute efficacité

9.6 Types de filtres

9.6.1 Les filtres plans rechargeables

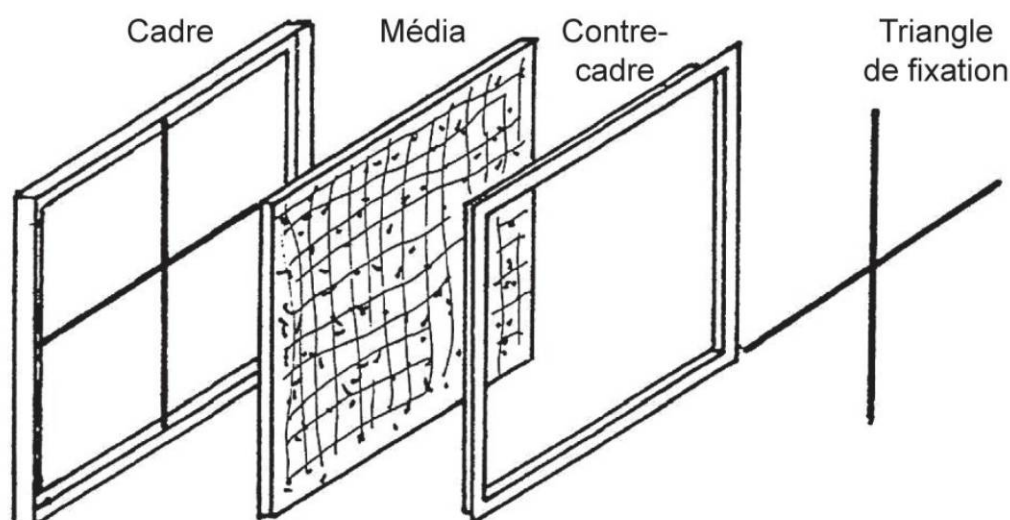


Figure 9.6 Filtre plan rechargeable avec ses accessoires

En fonction du type de média filtrant, ces filtres sont rechargeables ou non (figure 9.6).

- ▶ Média en fibre de verre : pas de régénération.
- ▶ Média en fibres synthétiques : 3 régénérations sont possibles.
- ▶ Média en mousse de polyuréthane : il est possible de régénérer jusqu'à 5 fois.

Remarque

La part de marché représentée par les médias régénérables est très faible. Le coût du personnel de maintenance étant élevé, la rentabilité de la régénération est loin d'être évidente. Il existe actuellement des filtres « **Eco** » totalement incinérables, ce qui permet un meilleur respect de l'environnement.

9.6.2 Filtres à poches

Du fait de leur grande surface de filtration, ces filtres présentent un pouvoir de rétention total important. Leur perte de charge est faible (figure 9.7).

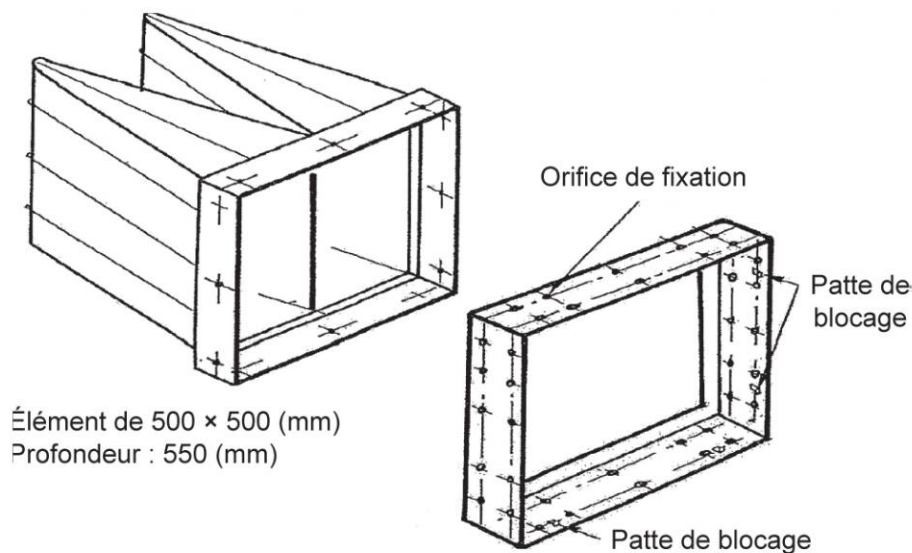


Figure 9.7 Filtre à poches avec son cadre de montage

9.6.3 Filtres plans montés en dièdre

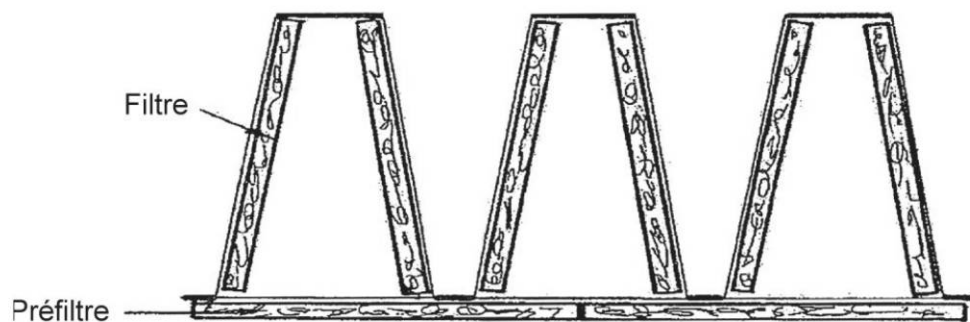


Figure 9.8 Exemple de montage de filtres plans dièdres

Ce type de montage permet d'utiliser des filtres plans d'efficacité adaptée aux besoins. La perte de charge totale résulte de la somme des pertes de charge du média filtrant et du cadre. Un préfiltre judicieusement sélectionné permet de doubler la vie du filtre principal voire de la tripler.

Remarque sur la durée de vie d'un filtre : La maintenance étant de plus en plus intelligente, le coût de **1 daPa** de perte de charge sur un filtre est connu quant à l'augmentation de l'énergie consommée par les ventilateurs. En dehors du pouvoir de rétention maximal, une vie trop longue d'un filtre n'est pas forcément économique !

9.7 Application pratique

La climatisation du local informatique d'une société située en zone industrielle est réalisée par un système tout air.

Les filtres (polyester + liant acrylique) d'efficacité **85 %** sont installés dans la centrale de traitement d'air (débit **5 400 m³/h.**) en montage dièdre (**angle de 60°**) sans préfiltration. La section libre frontale est de **500 × 1 000 mm**. Les filtres standard ont une dimension de **500 × 500 mm**.

On demande :

- ▶ 1. Si on s'impose le remplacement des filtres lorsque la perte de charge a triplé, quelle est la fréquence de remplacement des filtres ?
- ▶ 2. Si les filtres étaient laissés en place une semaine, quelles en seraient les conséquences ?

La figure 9.9 donne l'abaque spécifique du filtre correspondant à ce projet.

■ Solutions

Il y a donc **4** cellules dans la surface frontale soit une surface de filtration de :

$$4 \times 500 \times 500 = 1\,000\,000 \text{ mm}^2 = \mathbf{1 \text{ m}^2}.$$

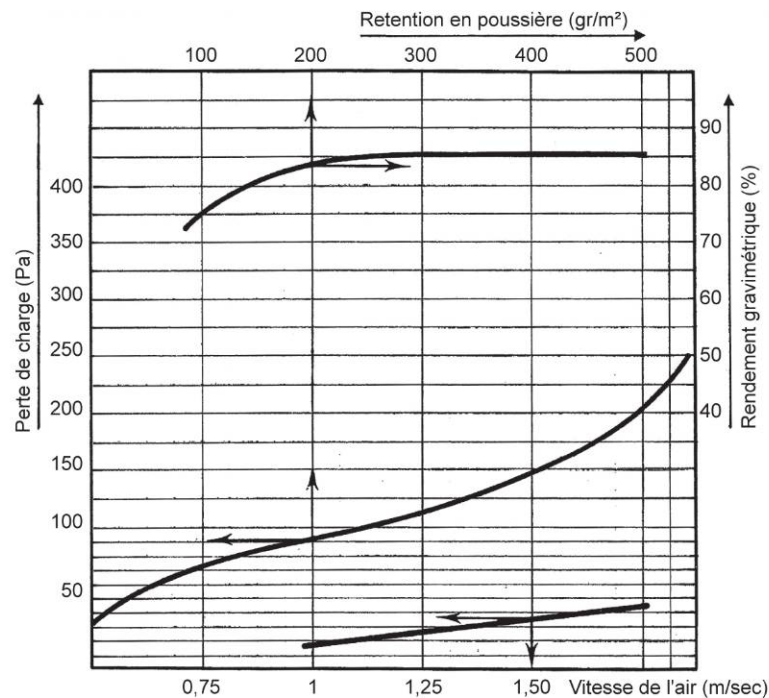
Débit d'air = **5 400 m³/h**, soit **1,5 m³/s**.

Le filtre est donc sélectionné à la vitesse préconisée.

1 – Fréquence de remplacement des filtres :

Sur le diagramme, on voit que pour une vitesse de passage de **1,5 m/s**, la perte de charge est de **35 Pa** (filtre propre).

On changera le filtre quand sa perte de charge aura triplé.



Composition et caractéristiques physiques

Fibre : Polyester
Liant : Acrylique
Poids au m² : 270 g environ
Température maximale d'utilisation : 130 (°C) environ
Régénération : oui avec précaution
Vitesse de passage préconisée : 1,5 (m/s)

Composition techniques de filtration

Efficacité : 85 %
Perte de charge : 35 (Pa) à 1,5 (m/s)
Pouvoir d'accumulation : 550 g à 250 (Pa)

Ce média présente, côté sortie air, une couche plus dense qui lui confère une efficacité accrue. Il est renforcé par un filet en fibre de verre à haute résistance pour lui assurer une tenue maximale à la traction.

Figure 9.9 Abaque donnant toutes les caractéristiques d'un filtre

La perte de charge maximale est donc de $35 \times 3 = 105 \text{ Pa}$.

Sur l'abaque du fabricant, on relève que pour une perte de charge de **105 Pa**, la rétention de poussière est de **255 g/m²**.

La société étant située en site industriel, la concentration moyenne est de **0,6 mg/m³**.

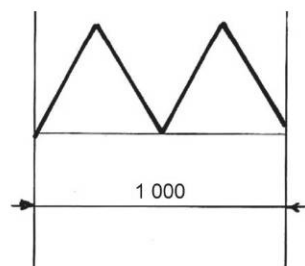


Figure 9.10 Disposition des cellules

Pour que le filtre soit colmaté, il faut donc le débit suivant :

$$Q_v = \frac{255}{0,0006} = 425\,000 \text{ m}^3.$$

La durée de colmatage est donc :

$$\frac{425\,000}{5\,400} = 79 \text{ heures, soit } 3,3 \text{ jours.}$$

2 – Conséquences si le remplacement n'est pas effectué avant une semaine :

Débit d'air traversant le filtre :

$$8 \times 24 \times 5400 = 907\,200 \text{ m}^3.$$

Masse de poussière retenue avec une concentration en poussière de $0,0006 \text{ g/m}^3$:

$$907\,200 \times 0,0006 = 544,32 \text{ g.}$$

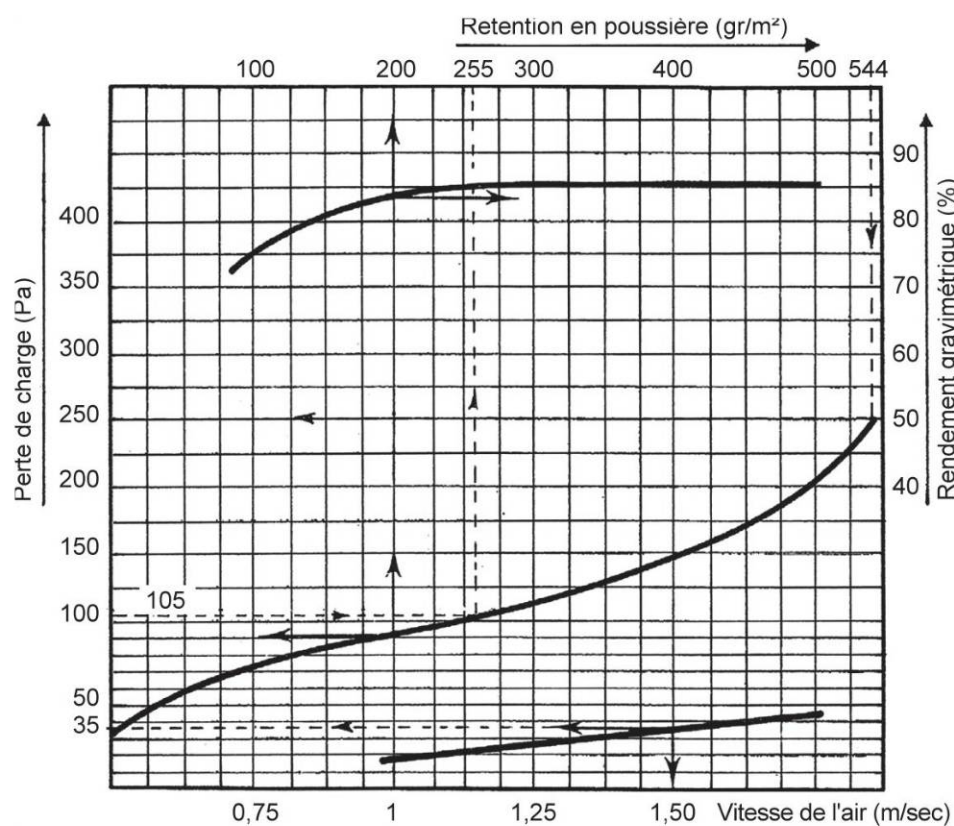


Figure 9.11 Valeurs calculées portées sur abaque

Sur l'abaque (figure 9.11), on peut lire :

Rendement gravimétrique = **85 %**.

Perte de charge = **250 Pa**.

On remarque que la qualité de la filtration n'est pas affectée, par contre la perte de charge a beaucoup augmenté.

Autre méthode de calcul de la durée d'utilisation du filtre :

Calcul par la formule du paragraphe 9.6 permettant de déterminer la durée d'utilisation d'un filtre.

$$t = \frac{0,28K}{W \times C \times R}.$$

t : durée d'utilisation du filtre en heures.

K : capacité de rétention du filtre (en g/m^2). Ici, $K = 255 \text{ g/m}^2$.

W : vitesse de l'air dans le média (en m/s). Ici, $v = 1,5 \text{ m/s}$.

C : concentration de poussière dans l'air entrant (mg/m^3). Ici, $C = 0,6 \text{ mg/m}^3$.

R : efficacité du filtre (en %). Ici, $R = 85 \%$.

$$t = \frac{0,28 \times 255}{1,5 \times 0,6 \times 0,85} = \frac{71,4}{0,765} = 93 \text{ heures}.$$

Ce temps d'utilisation est proche de celui calculé précédemment (79 heures).

Remarque

Autant la filtration dans le domaine des installations destinées au confort est relativement simple, autant l'environnement technologique des salles à empoussièrément contrôlé est particulier. Cet environnement fait l'objet de nombreuses normes spécifiques de sorte que seules les sociétés spécialisées répondent aux appels d'offre concernant ce type de locaux.

9.8 Éléments concernant les salles propres

La contamination d'une salle propre peut être introduite par le personnel. Pour y remédier, il est important de prévoir des sas où l'on se débarrasse complètement de ses vêtements contaminés pour y revêtir des vêtements spéciaux.

Les sas sont des zones tampons permettant de créer une barrière supplémentaire entre l'extérieur et la zone propre. Dans un sas, il y a au moins 2 zones :

- La zone sale où l'on dépose ses vêtements de ville.
- La zone propre où l'on revêt sa tenue « salle propre ».

Dans la figure 9.12, la pression décroît de 5 à 1 de sorte qu'une contamination par l'air extérieur est impossible.

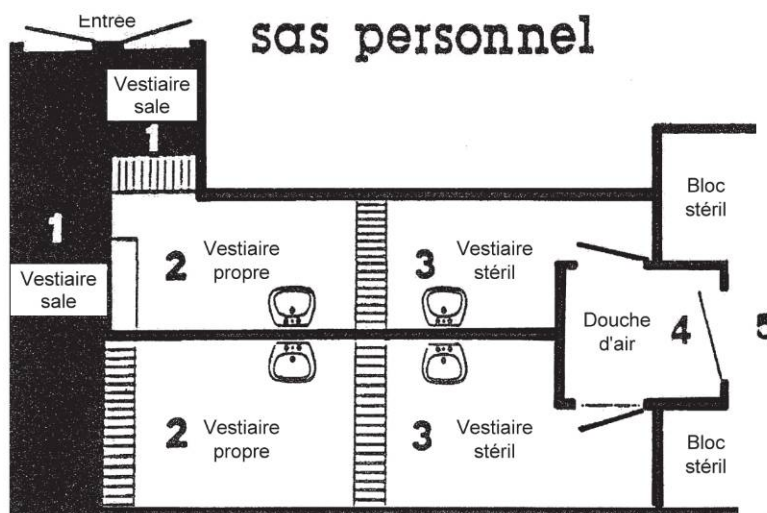


Figure 9.12 Exemple d'accès à une salle blanche

Le mode de classement des locaux à empoussièremement contrôlé le plus connu a pour origine le **Federal Standard 209 (US)**. Cette norme, abrogée et remplacée par la norme **ISO 14644-1**, était basée sur le système métrique **SI** et définissait des classes particulières repérées **M1, M1,5, M2, M2,5... M7** comme indiqué dans le tableau 9.5.

Tableau 9.5 Classes particulières selon la norme américaine
Federal Standard 209E

Classe	Max. de particules/m ³				
	0,1 µm	0,2 µm	0,3 µm	0,5 µm	5 µm
M1	350	75,7	30,9	10,0	–
M 1,5	1 240	265	106	35,3	–
M 2	3 500	757	309	100	–
M 2,5	12 400	2 650	1 060	353	–
M 3	35 000	7 570	3 090	1 000	–
M 3,5	–	26 500	10 600	3 530	–
M 4	–	75 700	30 900	10 000	–
M 4,5	–	–	–	35 300	247
M 5	–	–	–	100 000	618
M 5,5	–	–	–	353 000	2 470
M 6	–	–	–	1 000 000	6 180
M 6,5	–	–	–	3 530 000	24 700
M 7	–	–	–	10 000 000	61 800

La norme **ISO 14644-1** couvre la classification de la propreté de l'air dans les salles blanches et autres environnements maîtrisés. La classification de cette norme se fonde exclusivement sur la concentration de particules en suspension. De plus, les seules populations de particules prises en compte pour la classification sont celles à distribution cumulative basée sur des seuils (limites inférieures) allant de **0,1 à 5 µm** comme indiqué dans le tableau 9.6

Tableau 9.6 Nombre de particules par mètre cube selon leur taille pour les classes définies par la norme ISO 14644-1

Classe	Limite inférieure des tailles de particules (μm)					
	0,1	0,2	0,3	0,5	1	5
1	10	2				
2	100	24	10	4		
3	1 000	237	102	35	8	
4	10 000	2 370	1 020	352	83	
5	100 000	23 700	10 200	3 520	832	29
6	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8 320	293
7				352 000	83 200	2 930
8				3 520 000	832 000	29 300
9				35 200 000	8 320 000	293 000

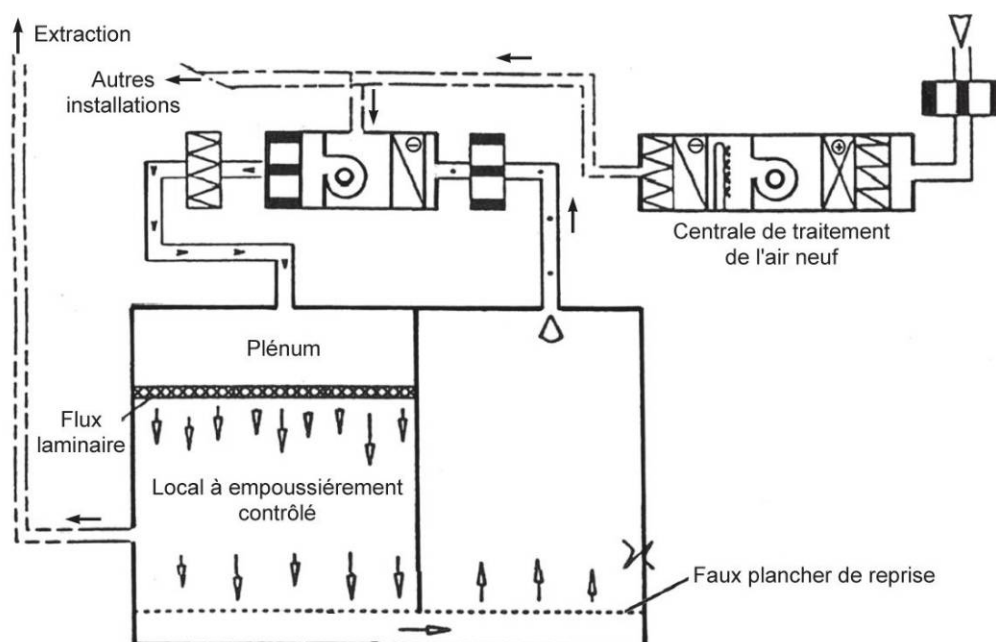


Figure 9.13 Schéma de principe d'une salle à empoussièrément contrôlé

9.9 Éléments sur les normes

Les normes étant nombreuses, nous ne reproduisons que la synthèse des normes et préconisations recensées à ce jour pour le traitement de l'air.

Le Code du travail en France est relativement en retard au regard d'autres pays européens. En France, en air neuf, l'exigence est « **G4** » comme l'indique le tableau 9.7. En Scandinavie et en Allemagne, l'exigence est « **F6** » en premier étage de filtration.

Tableau 9.7 Quelques normes de traitement d'air (Origine Camfil Farr)

Classe de filtration	Air neuf				
	1 ^{er} étage	2 ^e étage	Si 1 seul étage	Extraction	Recyclage
Code du travail (art. 235.8 et 232.5.4)	G4	–	G4	F5	F5
Uniclima*	F6/F7	F8/H12	F6/F7	F6/F7	–
Eurovent** (1999 : Europe)	F5/F7	F7/F9	F7	F5	F5/F7
prISO TC205	F5/F7	F7/F9	F7	F5	F5
prEN13779	F5/F7	F7/F9	F7	F5	F5/F7
VD16022 (1988 : Allemagne)	F5/F7	F7/F9	F7	–	–
Camfil Farr	F7 poches	F9 dièdres	F7	F6	F7

* Uniclima : syndicat des industries thermiques, aérauliques et frigorifiques.

** Eurovent : organisme de certification de produits dans le domaine du génie climatique.

10

Récupération d'énergie

10.1 Généralités

Des appareils spécifiques à la récupération assurent selon leur technologie et les conditions thermiques un transfert de chaleur « sensible » ou « totale » entre 2 fluides. Nous étudierons ici les récupérateurs suivants :

- ▶ les échangeurs à plaques,
- ▶ les échangeurs rotatifs,
- ▶ les caloducs,
- ▶ les systèmes à 2 batteries à eau glycolée.

Remarque

Les récupérateurs que représentent les pompes à chaleur ont été décrits au chapitre 6 (paragraphe 6.5).

10.2 Échangeurs à plaques

La figure 10.2 donne le schéma de principe d'un échangeur air/air, au fonctionnement entièrement statique. Ce récupérateur est constitué uniquement par un empilage de plaques métalliques (en aluminium), maintenues espacées les unes des autres par des entretoises de faibles épaisseurs. Ces feuilles sont contenues dans un châssis en aluminium protégé par oxydation anodique.

Ce type de récupérateur présente une grande surface d'échange au regard de sa surface frontale.

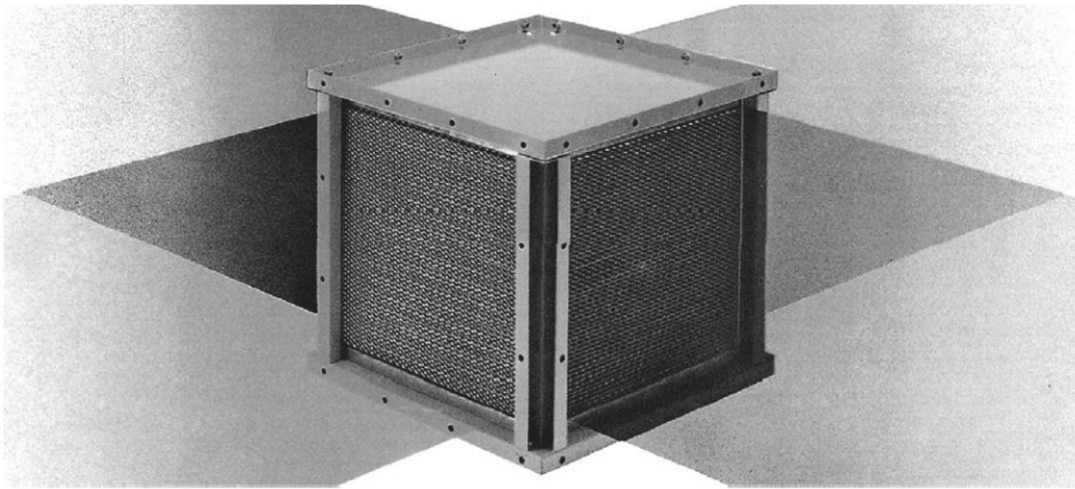


Figure 10.1 Échangeur à plaques

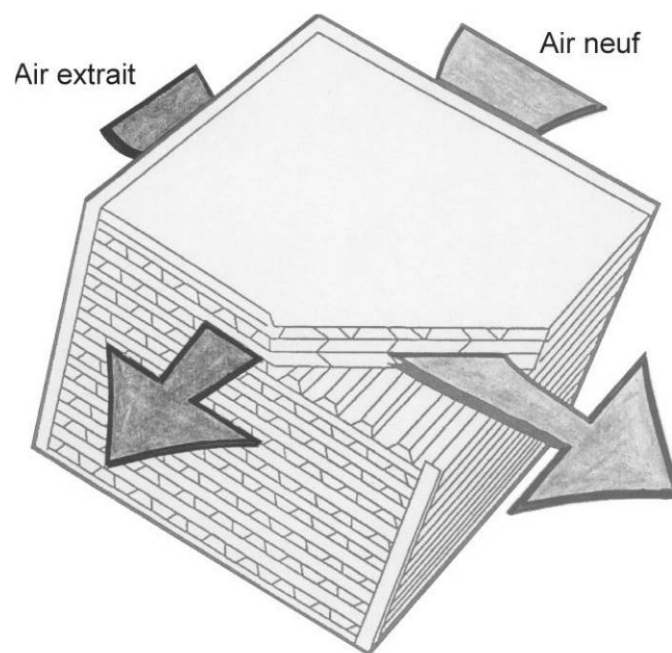


Figure 10.2 Schéma de principe d'un échangeur à plaques

Principe de l'échange :

Si on considère 2 faces contiguës, l'obturation entre 2 feuilles d'aluminium est réalisée en quinconce. Cet assemblage permet la circulation de l'air en couches de très faible épaisseur et assure un échange thermique entre les 2 flux d'air à courants croisés.

Exemple :

Un récupérateur à plaques est installé sur une installation de conditionnement de l'air, cette installation fonctionne en tout air neuf.

Caractéristiques de l'air neuf :

- ▶ température sèche = $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- ▶ hygrométrie absolue $W = 2\text{ g d'eau par kg d'air sec}$.

Caractéristiques de l'air de reprise :

- ▶ température sèche = $24\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- ▶ hygrométrie relative = $50\text{ }\%$.

Les évolutions psychrométriques sont portées sur le diagramme 10.3.

Tableau 10.1 Récapitulatif des principales grandeurs physiques

Grandeurs physiques		θ_s	H^s	W	V
Air neuf	1	-5	0	2	0,76
	2	$+15$	20	2	0,82
Air de reprise	3	$+24$	47,5	9,3	0,855
	4	$+12$	27,5	6	0,815

Température sèche en $^{\circ}\text{C}$.

Enthalpie (H^s) en kJ/kg .

Hygrométrie absolue (W) en grammes d'eau/kg d'air sec.

Volume spécifique (v) en m^3/kg .

Si l'échangeur était parfait, la température en « 2 » serait de $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, elle est en réalité de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le rendement du récupérateur ci-dessus est donc :

$$\eta = \frac{15 - (-5)}{24 - (-5)} = 69\%$$

Ces récupérateurs doivent comporter des filtres sur les airs amonts. Ils créent des pertes de charge qui varient de 100 à 300 Pa en fonction de la vitesse de l'air entre les feuilles d'aluminium.

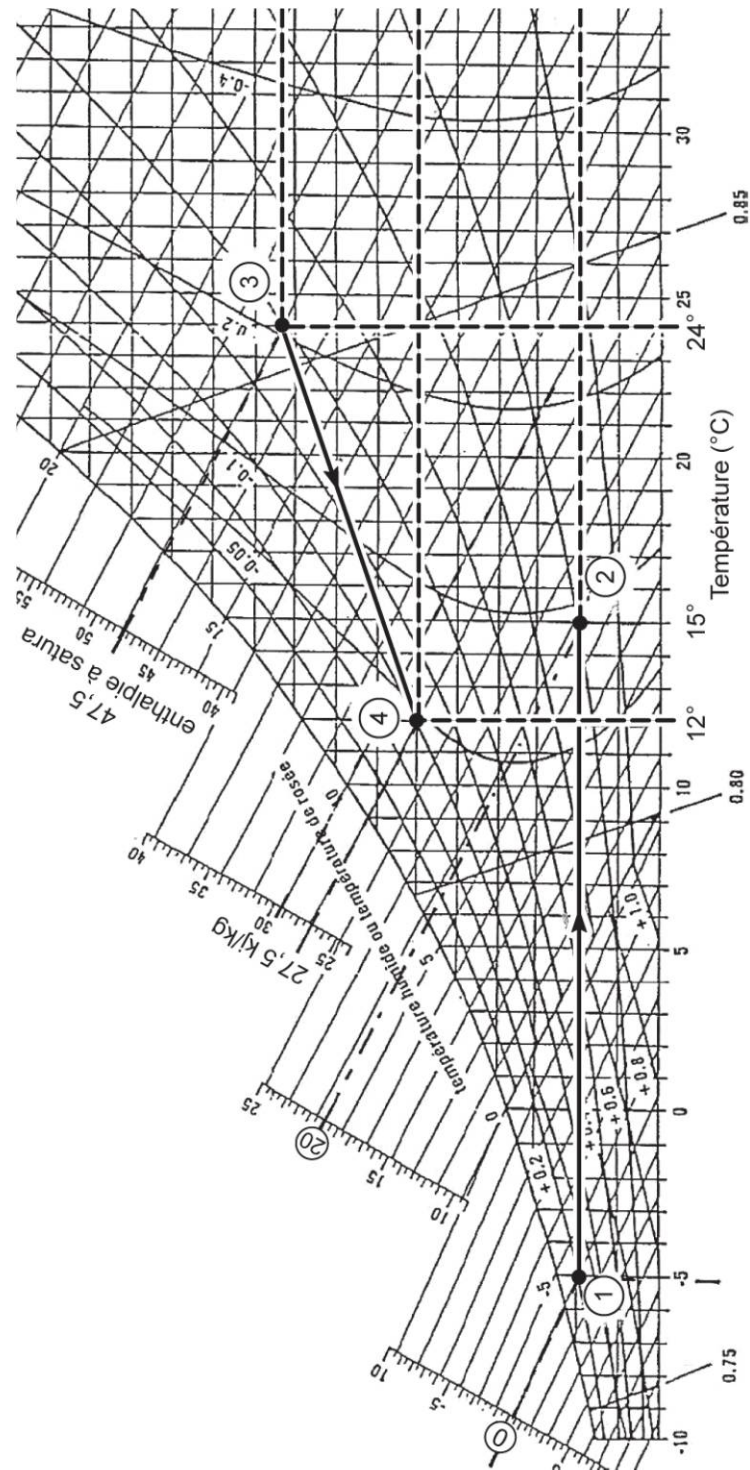


Figure 10.3 Évolutions psychrométriques en hiver dans un échangeur à plaques

Lorsque la température de l'air extérieur est basse et que simultanément il y a condensation sur l'air extrait, il y a risque de gel. Le préchauffage est alors nécessaire sur l'air neuf. Ce préchauffage peut être assuré par une batterie électrique ou une batterie à eau. La protection contre le gel peut aussi être réalisée par la variation du rapport des débits d'air (diminution du débit de l'air neuf).

La figure 10.4 donne un exemple de mise hors gel du récupérateur à partir d'une batterie à eau chaude.

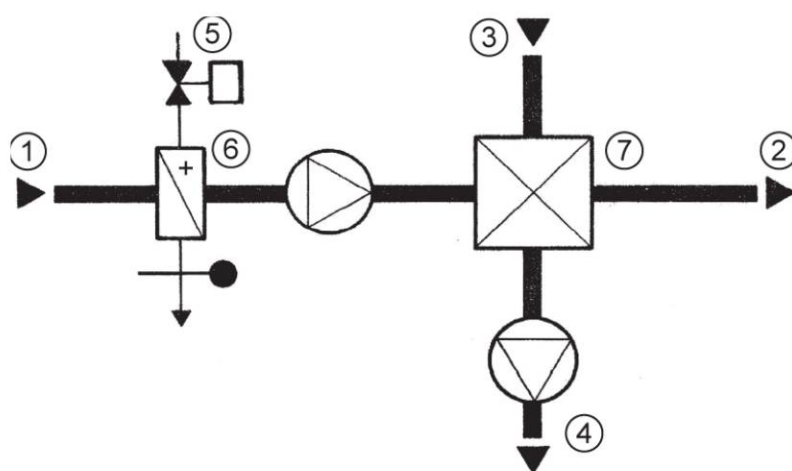


Figure 10.4 Schéma de principe d'un récupérateur à plaques équipé d'une batterie antigel

1 : Air neuf ; **2** : Air neuf réchauffé (s'il y a risque de gel des condensats) ; **3** : Air de reprise ; **4** : Air de rejet ; **5** : Vanne de régulation de la batterie antigel ; **6** : Batterie antigel à eau chaude ; **7** : Récupérateur à plaques.

Si on souhaite augmenter le rendement de récupération, il est possible de monter 2 échangeurs en série comme le montre la figure 10.5.

10.3 Échangeurs rotatifs

Ce récupérateur de type air-air échange de la chaleur entre 2 flux d'air. En hiver, l'air extrait transfère une partie de sa chaleur à l'air neuf ce qui permet une significative économie de chauffage. En été, l'air neuf transfère une partie de sa chaleur à l'air extrait ce qui permet une significative économie d'eau glacée.

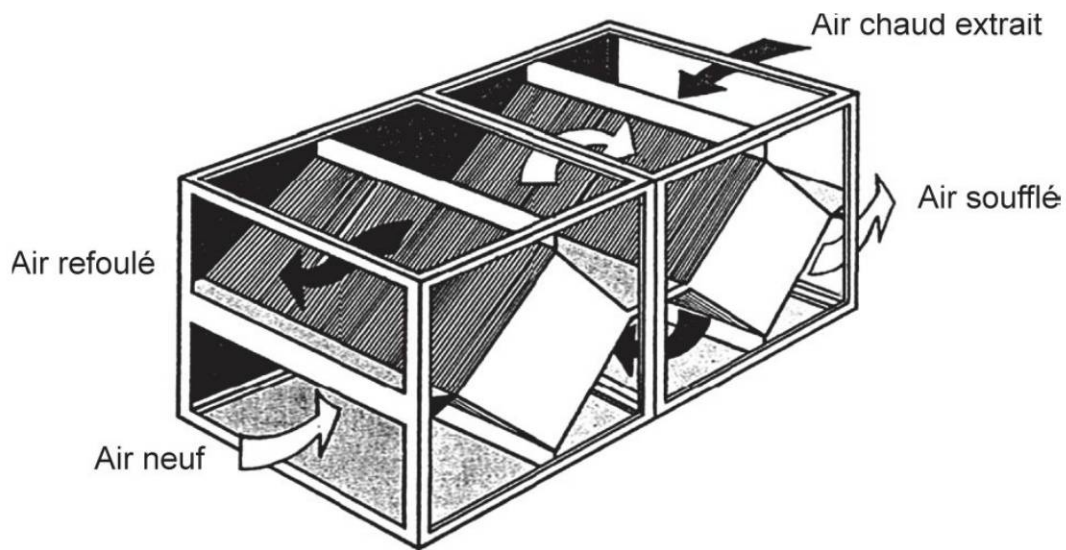


Figure 10.5 Schéma de principe de 2 récupérateurs montés en série

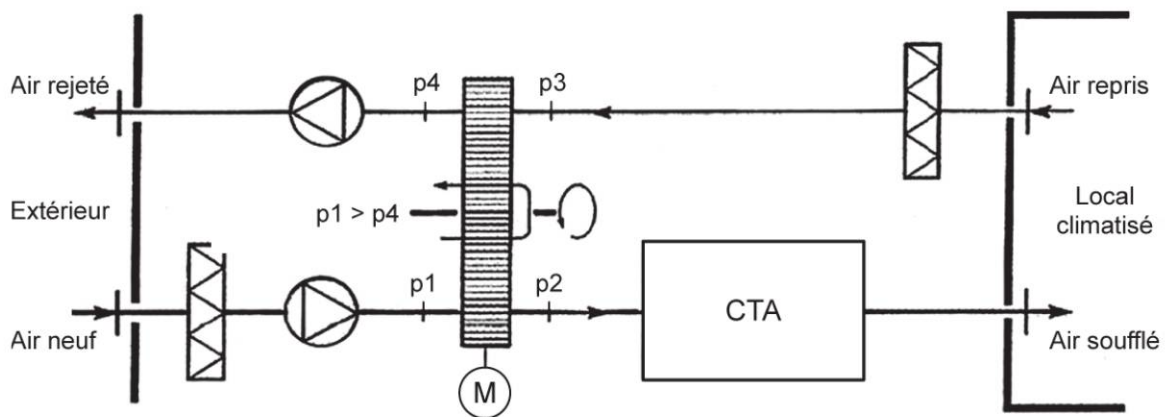


Figure 10.6 Installation « tout air neuf » équipée d'un échangeur rotatif

La figure 10.6 donne le schéma de principe d'une installation tout air neuf équipée d'un échangeur rotatif.

Il est essentiellement constitué par une roue de diamètre relativement important, fonction du débit d'air. Cette roue, tournant à une vitesse de l'ordre de 10 à 15 tr/min, est remplie d'un matériau absorbeur de chaleur sensible. Si ce matériau est associé à un produit hygroscopique tel que le chlorure de lithium, ce récupérateur transfère alors de la chaleur sensible et de la chaleur latente entre les deux flux d'air (figure 10.7).

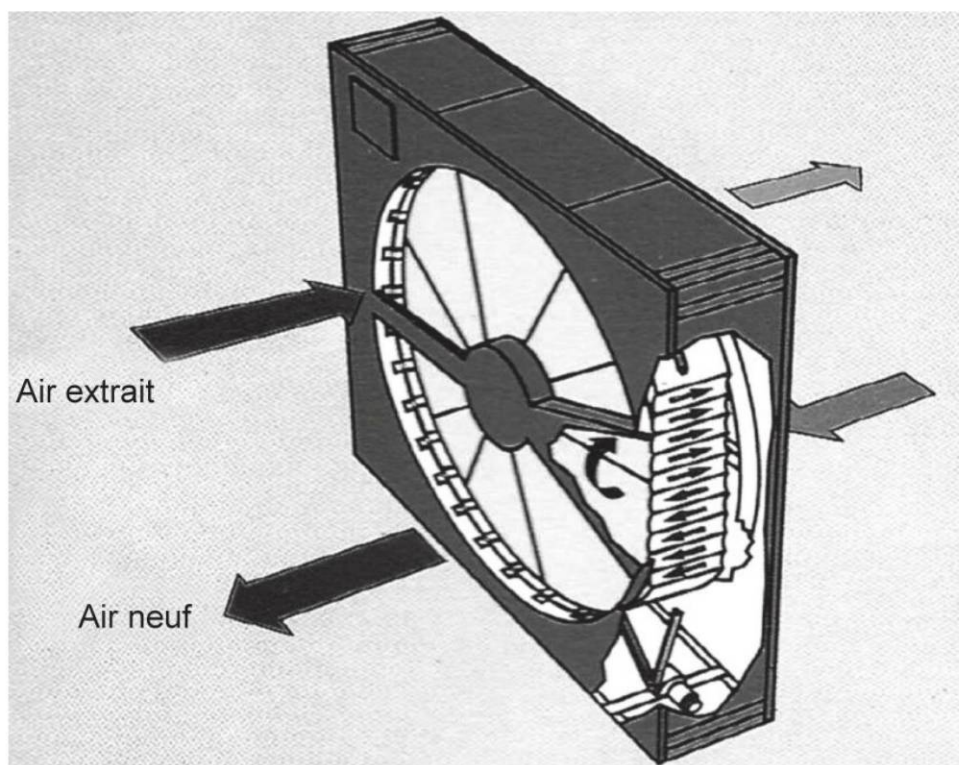


Figure 10.7 Vue du secteur de purification d'un échangeur rotatif

Un des inconvénients lié à cette technologie est l'absence de séparation entre les 2 flux d'air, il y a donc risque de contamination de l'air neuf vis-à-vis de l'air extrait. On y remédie en installant un secteur de purification. Ce secteur de purification permet un bipassage partiel de l'air neuf vers l'air extrait comme le montre la figure 10.8.

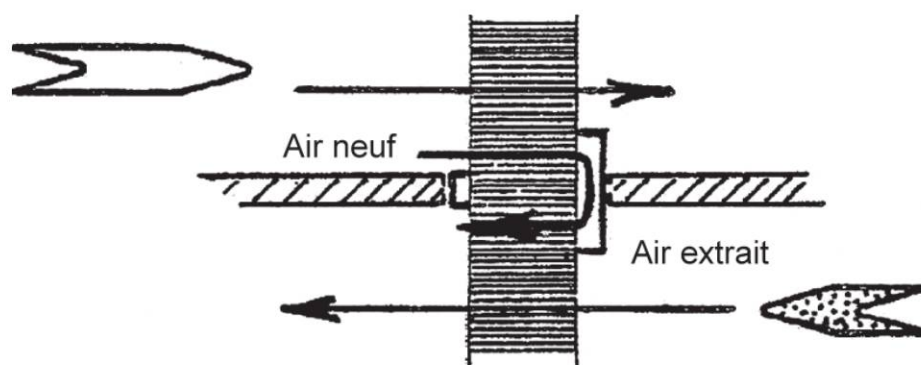


Figure 10.8 Détail du secteur de purification d'un échangeur rotatif

La récupération de chaleur est réglable par les moyens suivants :

- ▶ variation de la vitesse de rotation en fonction de la température extérieure,
- ▶ variation des débits à l'aide de registre d'air.

La perte de charge générée par la roue peut varier de 5 à 20 daPa sur chacun des flux d'air en fonction de la vitesse de passage. Cette perte de charge augmente sensiblement la puissance à installer sur les ventilateurs.

Exemple pratique de fonctionnement en hiver :

L'échangeur rotatif de la figure 10.9 est un récupérateur à chaleur totale.

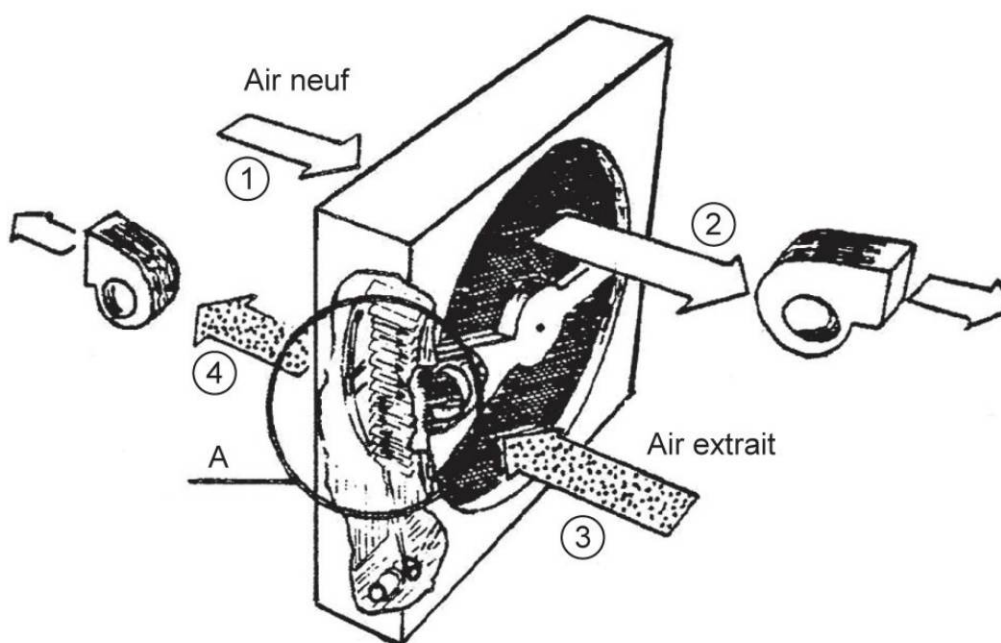


Figure 10.9 Flux d'air dans un échangeur rotatif

Tableau 10.2 Récapitulatif des valeurs de fonctionnement

Grandeurs physiques		θ_s (°C)	φ (%)	Pression statique (daPa)
Air neuf	Air « 1 »	-20	80	-5
	Air « 2 »	+12	40	-17
Air extrait	Air « 3 »	+20	30	-20
	Air « 4 »	-12	90	-32

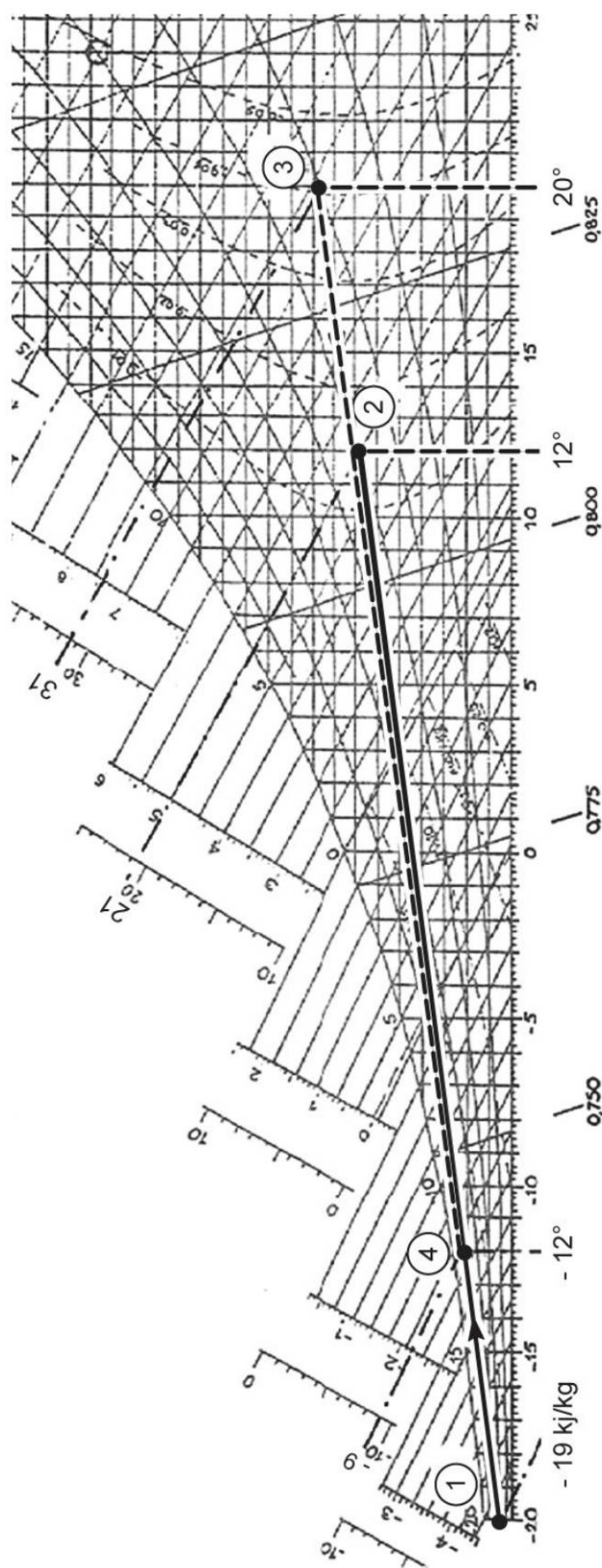


Figure 10.10 Évolutions psychrométriques dans un échangeur rotatif à chaleur totale en hiver

Les 2 débits sont égaux à **20 000 m³/h**.

Le volume spécifique de l'air en « 2 » est de **0,81 m³/kg**.

Le débit massique est :

$$Q_m = \frac{Q_v}{v} = \frac{20\,000}{0,81} = 24\,691 \text{ kg/h} = 6,86 \text{ kg/s}$$

Gain d'enthalpie sur l'air neuf = $21 - (-19) = \mathbf{40 \text{ kJ/kg}}$.

Le gain de puissance est donc : $P = Q_m \times \Delta H = 6,86 \times 40 = \mathbf{274 \text{ kW}}$.

Cette puissance est à réduire légèrement si on tient compte de la puissance supplémentaire nécessaire à la ventilation du fait des pertes de charge. Le moteur d'entraînement de la roue absorbe également de l'énergie.

Rendement de l'échangeur :

Un économiseur parfait échangerait $31 - (-19) = \mathbf{50 \text{ kJ/kg}}$ d'air.

L'échange réel est $21 - (-19) = \mathbf{40}$ kilojoules par kilogramme d'air.

Le rendement est donc :

$$\eta = \frac{40}{50} = 0,8 = 80 \%$$

Exemple pratique de fonctionnement été :

Tableau 10.3 Récapitulatif des valeurs de fonctionnement

Grandeurs physiques		θ_s (°C)	φ (%)	Pressions statiques (daPa)
Air neuf	Air « 1 »	35	50	-5
	Air « 2 »	27	50	-17
Air extrait	Air « 3 »	25	50	-20
	Air « 4 »	33	50	-32

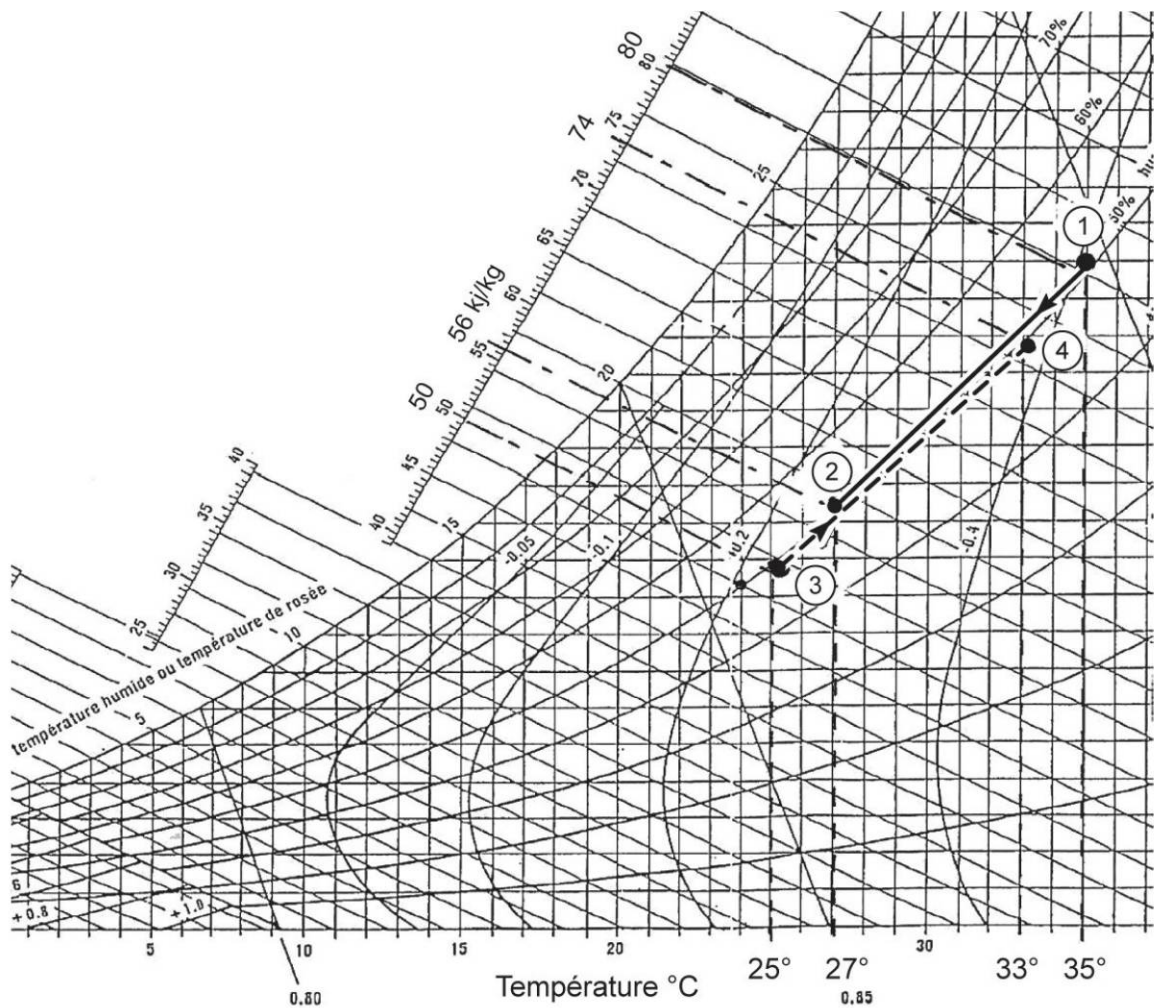


Figure 10.11 Évolutions psychrométriques dans un échangeur à chaleur totale en été

10

Les débits volumiques sont identiques et égaux à 20 000 m³/h.

Calcul du débit massique si on considère l'air « 2 » dont le volume spécifique est de **0,865 m³/kg**.

$$Q_m = \frac{Q_v}{v} = \frac{20\,000}{0,865} = 23\,121 \text{ kg/h} = 6,4 \text{ kg/s}$$

Différence d'enthalpie sur l'air neuf = 80 – 56 = 24 kJ/kg d'air.

Puissance prélevée à l'air neuf : $P = 6,4 \times 24 = 154 \text{ kW}$.

Rendement de cet échangeur :

Si l'échangeur était parfait, la différence d'enthalpie sur l'air neuf serait :

$$\Delta H_{\text{max.}} = 80 - 50 = 30 \text{ kJ/kg.}$$

La différence d'enthalpie réelle est :

$$\Delta H_{\text{réelle}} = 80 - 56 = 24 \text{ kJ/kg.}$$

Le rendement est donc le suivant :

$$\eta = \frac{24}{30} = 0,8 = 80 \%$$

10.4 Récupérateurs de chaleur type caloduc

Les échangeurs « caloducs » permettent un transfert de chaleur sensible entre 2 flux d'air. Le transfert de chaleur résulte du changement d'état physique d'un fluide. A la base, un caloduc consiste en un tube métallique fermé. Ce tube contient un fluide dont la pression interne permet le changement d'état lors d'apport de chaleur (ébullition) et lors de refroidissement (condensation).

Un caloduc donné est garanti pour fonctionner dans une plage de température donnée.

Il existe 2 types de caloducs :

- ▶ les caloducs verticaux encore appelés caloducs gravitaires,
- ▶ les caloducs horizontaux encore appelés caloducs capillaires.

■ Caloducs verticaux ou gravitaires

Dans le tube de la figure 10.12, se trouve un fluide frigorigène à l'état saturant : liquide à la partie basse et vapeur à la partie haute. La pression interne à ce tube fait que dans la plage de température garantie, le fluide entre en ébullition lors d'apport de chaleur.

L'air chaud alimente donc la partie basse du caloduc. Il s'ensuit l'ébullition du fluide frigorigène liquide avec absorption de chaleur, la vapeur produite remplit la partie haute du caloduc.

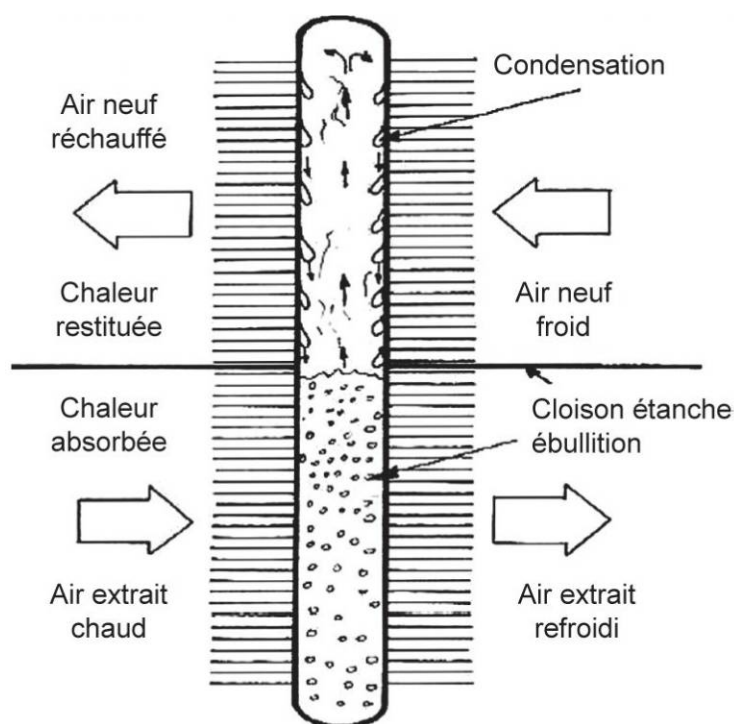


Figure 10.12 Schéma de principe d'un caloduc gravitaire

L'air froid alimente le haut du caloduc, il s'ensuit la condensation du fluide frigorigène sur la paroi interne du tube avec dégagement de chaleur. Par gravité, le liquide s'écoule à la partie basse du caloduc et le cycle peut recommencer. Le changement d'état du fluide frigorigène dans le caloduc permet donc le transfert de chaleur sensible entre 2 flux d'air.

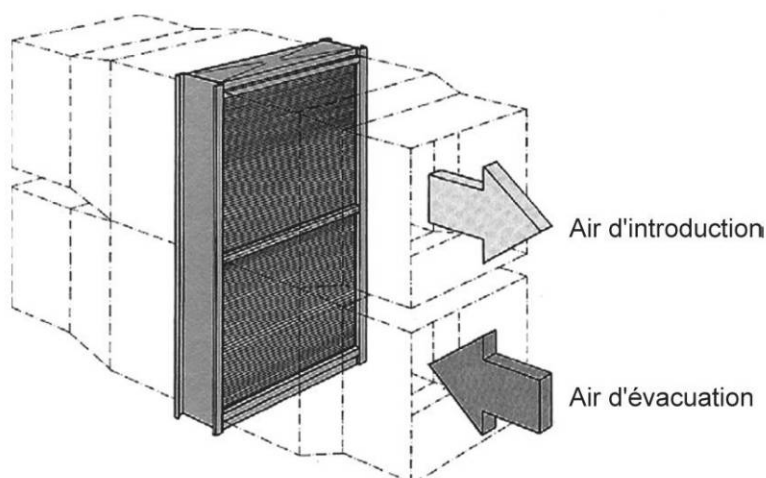


Figure 10.13 Montage d'un caloduc gravitaire dans un réseau aéraulique (Doc. Contardo)

■ Les caloducs horizontaux ou caloducs capillaires

Les principes de transfert de chaleur des caloducs verticaux et horizontaux sont les mêmes.

Chaque tube est doublé intérieurement par un second, lequel comporte de nombreux petits trous ce qui le rend perméable. L'espace faible entre les 2 tubes fait que les lois de la capillarité s'appliquent ici.

Si on observe la figure 10.14, l'air extrait chaud provoque l'évaporation du fluide contenu dans l'espace capillaire. Les vapeurs ainsi produites passent à travers les orifices du tube intérieur et occupent la zone centrale.

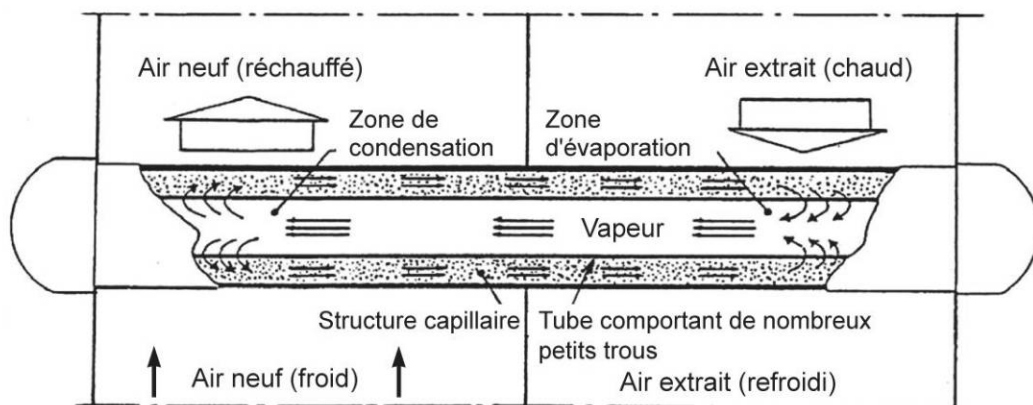


Figure 10.14 Principe de fonctionnement d'un caloduc horizontal

Le flux d'air froid, en traversant l'autre partie du caloduc, permet la condensation du fluide frigorigène qui traverse à nouveau les orifices du tube intérieur et s'accumule dans l'espace capillaire et le processus recommence.

Exemple d'un caloduc gravitaire :

Soit une pompe à chaleur air-air équipée d'un échangeur de chaleur type caloduc gravitaire (figure 10.15).

Le débit d'air neuf traité est de **6 000 m³/h**.

Volume spécifique de l'air neuf : **$v = 0,76 \text{ m}^3/\text{kg}$** .

Débit massique d'air :

$$Q_m = \frac{Q_v}{v} = \frac{6\,000}{0,76} = 7\,895 \text{ kg/h} = 2,2 \text{ kg/s}$$

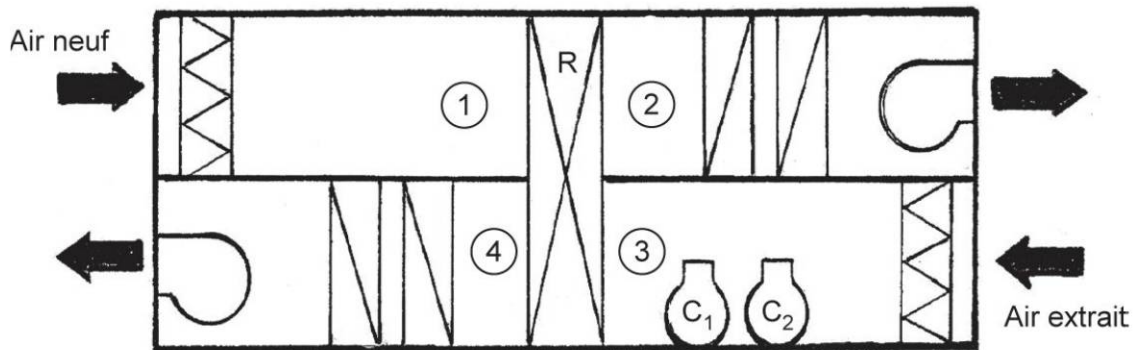


Figure 10.15 Pompe à chaleur équipée d'un caloduc vertical

C1 et **C2** représentent les compresseurs des pompes à chaleur thermodynamiques ; **R** représente l'échangeur de chaleur de type caloduc.

Tableau 10.4 Caractéristiques psychrométriques des airs amont et aval du caloduc

Grandeurs physiques		θ_s (°C)	φ (%)	H^s (kJ/kg)	V (m ³ /kg)	W (g/kg)
Air neuf	Air « 1 »	-5	50	-2	0,76	1
	Air « 2 »	12	10	15	0,81	1
Air extrait	Air « 3 »	24	50	48	0,85	9,2
	Air « 4 »	14	68	31	0,82	6,8

Puissance transférée sur l'air neuf :

Le gain enthalpique sur l'air neuf est : $15 - (-2) = 17 \text{ kJ/kg d'air}$.

$$P = Q_m \times \Delta H = 2,2 \times 17 = 37,4 \text{ kW.}$$

Le caloduc permet donc de réduire de **37,4 kW** la puissance des pompes à chaleur.

Rendement du caloduc :

Le gain enthalpique maximal possible est $27 - (-2) = 29 \text{ kJ/kg d'air}$.

Le gain enthalpique réel est $15 - (-2) = 17 \text{ kJ/kg}$.

Le rendement du caloduc est donc le suivant :

$$\eta = \frac{17}{29} = 0,58 = 58 \%$$

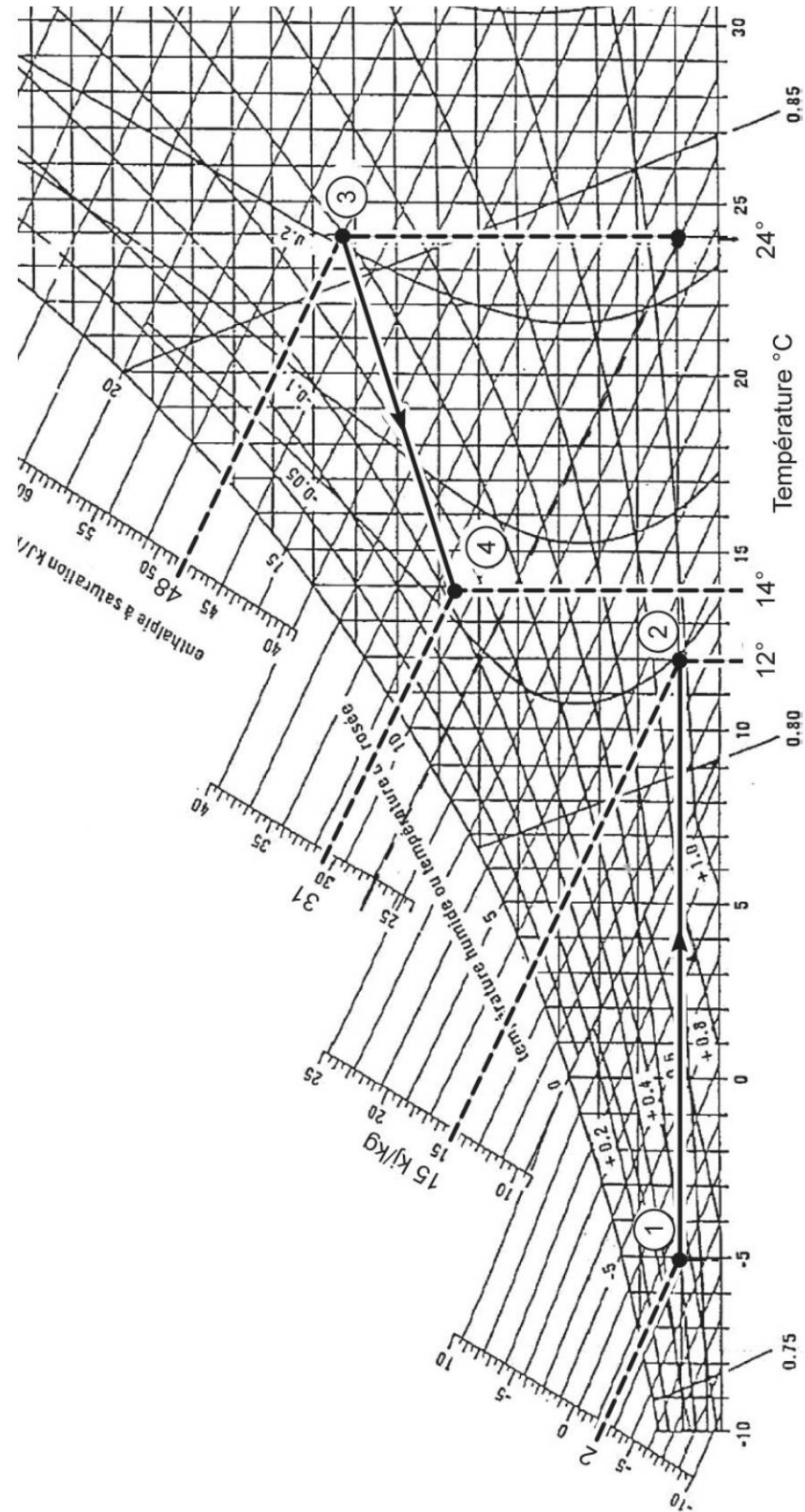


Figure 10.16 Évolutions psychrométriques dans un caloduc en hiver

10.5 Échangeurs hydrauliques

10.5.1 Généralités

Ce type d'échangeur est l'un des plus simples et des plus classiques sur le plan technologique.

Il est composé en effet de 2 batteries montées en série dans lesquelles circule de l'eau glycolée grâce à une pompe.

Chaque batterie est traversée par un flux d'air entre lesquels on souhaite effectuer un transfert d'énergie thermique.

Le principal avantage de ce procédé est qu'il est possible de transférer de l'énergie thermique entre 2 flux d'air sans que la distance pose un problème.

10.5.2 Étude des performances d'échangeurs hydrauliques en fonctionnement hiver

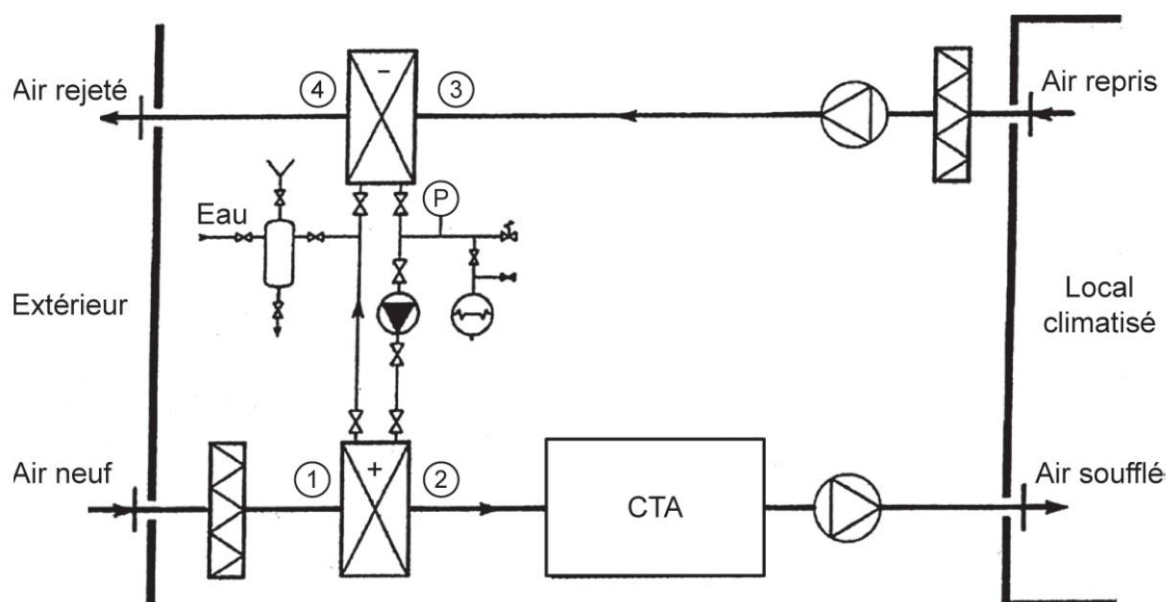


Figure 10.17 Schéma de principe d'une installation de traitement de l'air avec récupération de chaleur à partir de batteries à eau glycolée en fonctionnement hiver

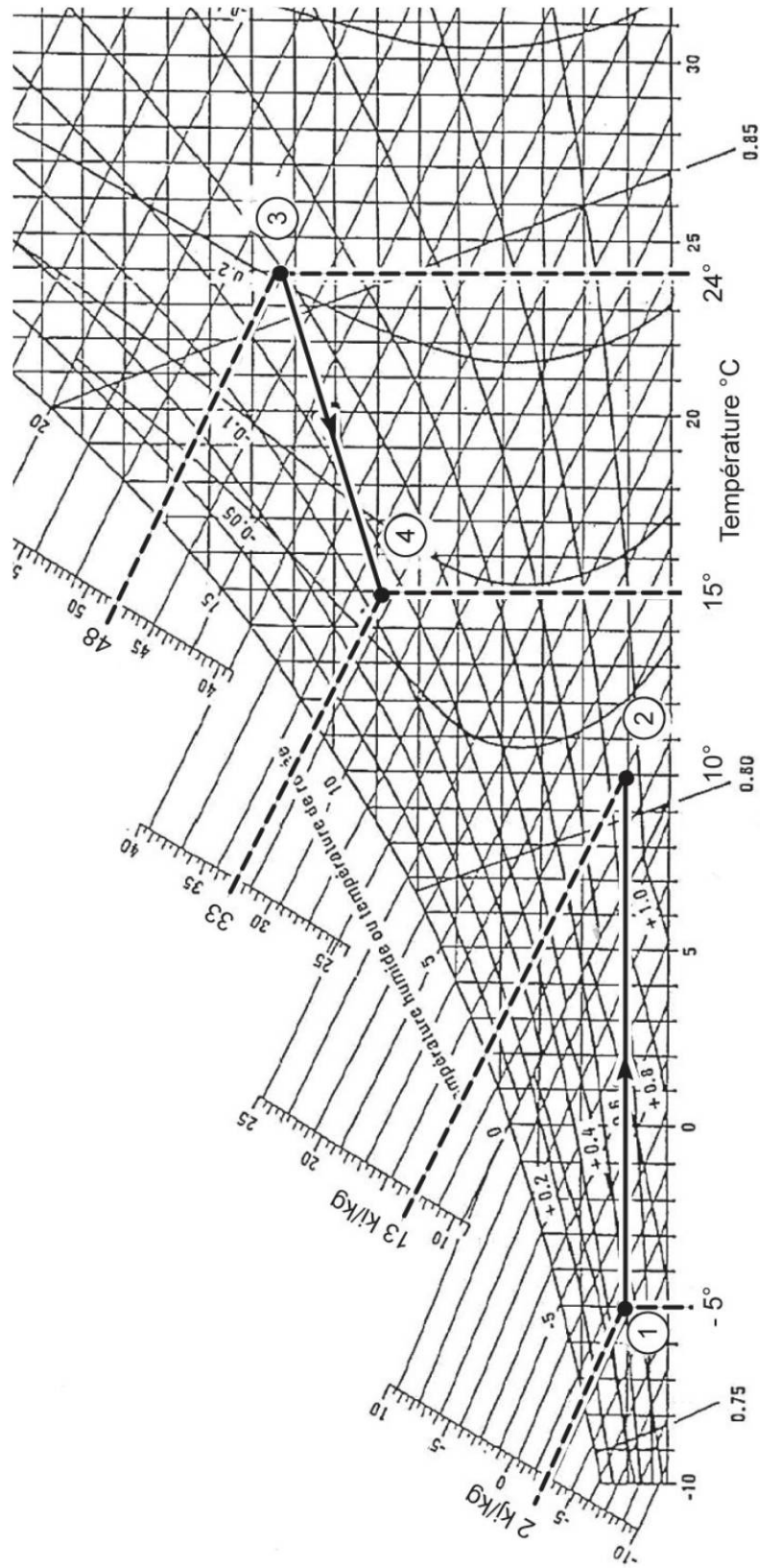


Figure 10.18 Évolution psychrométrique au niveau des 2 batteries de récupération

Données :

Débit volumique : **10 000 m³/h.**

Air neuf :

Température sèche : **$\theta_s = -5$ °C.**

Hygrométrie relative : **$\varphi = 50$ %.**

Air repris :

Température sèche : **$\theta_s = 24$ °C.**

Hygrométrie relative : **$\varphi = 50$ %.**

La figure 10.18 montre l'évolution psychrométrique au niveau des 2 batteries de récupération.

1-2 : évolution de l'air neuf sur la batterie de récupération (transfert sensible).

3-4 : évolution de l'air repris sur la batterie de récupération (transfert sensible et latent).

Énergie échangée :

$$H_2 - H_1 = 13 - (-2) = 15 \text{ kJ/kg}$$

$$H_3 - H_4 = 48 - 33 = 15 \text{ kJ/kg}$$

Tableau 10.5 Récapitulatif des différentes valeurs psychrométriques

Grandeurs physiques		θ_s (°C)	φ (%)	H^s (kJ/kg)	V (m ³ /kg)
Air neuf	1	-5	50	-2	0,76
	2	+10	12	13	0,803
Air extrait	3	+24	50	48	0,85
	4	+15	68	33	0,82

Débit massique d'air neuf :

$$Q_m = Q_v / v = 10\,000 / 0,76 = 13\,158 \text{ kg/h} = \mathbf{3,65 \text{ kg/s.}}$$

Apport de chaleur sur l'air neuf :

$$13 - (-2) = \mathbf{15 \text{ kJ/kg d'air.}}$$

Le gain en chauffage est donc :

$$P = Q_m \times \Delta H = 3,65 \times 15 = \mathbf{54,8 \text{ kW.}}$$

Rendement du système :

$$\text{L'écart maximal théorique sur l'air neuf est } 24 - (-5) = \mathbf{29 \text{ °C.}}$$

$$\text{L'écart réel est } 10 - (-5) = \mathbf{15 \text{ °C.}}$$

$$\text{Le rendement est donc : } \eta = 15 / 29 = \mathbf{52 \%}.$$

Remarque

Le rendement de 52 % pourrait être amélioré en augmentant le nombre de rangs des batteries et en réduisant la vitesse de l'air. L'augmentation du nombre de rangs augmenterait la perte de charge sur l'air. La puissance absorbée nécessaire à la ventilation serait alors augmentée.

10.5.3 Transfert en fonctionnement été

■ Caractéristiques de l'installation

Installation correspondant à une salle de conférence. La mise en régime s'effectue en recyclage 100 %. Lors de l'occupation, le fonctionnement est tout air neuf.

L'étude est effectuée lors du fonctionnement en tout air neuf.

Bilan sensible : $P = 30 \text{ kW}$.

Bilan latent : $P = 10 \text{ kW}$.

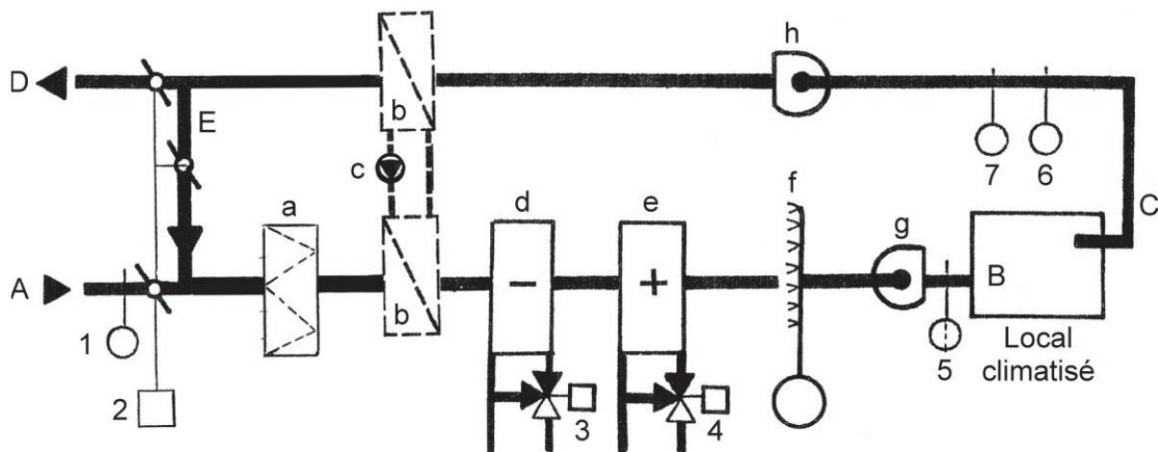


Figure 10.19 Schéma de principe d'une installation de traitement d'air avec récupération de chaleur à partir de batteries à eau glycolée en fonctionnement été

A : air neuf ; **B** : air soufflé ; **C** : air repris ; **D** : air rejeté ; **E** : air recyclé.

Air neuf : $\theta_s = 34\text{ °C}$; $\phi = 35\%$

Température de surface de la batterie froide : $\theta = 5\text{ °C}$ (batterie à détente directe).

Air repris : $\theta_s = 24\text{ °C}$; $\phi = 40\%$.

Rendement du système de récupération : $\eta = 80\%$.

■ Première hypothèse : étude sans récupération

Facteur de chaleur sensible :

$$\text{FCS} = 30 / 40 = 0,75.$$

La figure 10.20 montre l'évolution psychrométrique dans l'hypothèse été sans récupération.

1-2 : évolution batterie froide.

2-3 : évolution batterie de réchauffage.

3-4 : évolution local.

X : Oblique FCS (facteur de chaleur sensible).

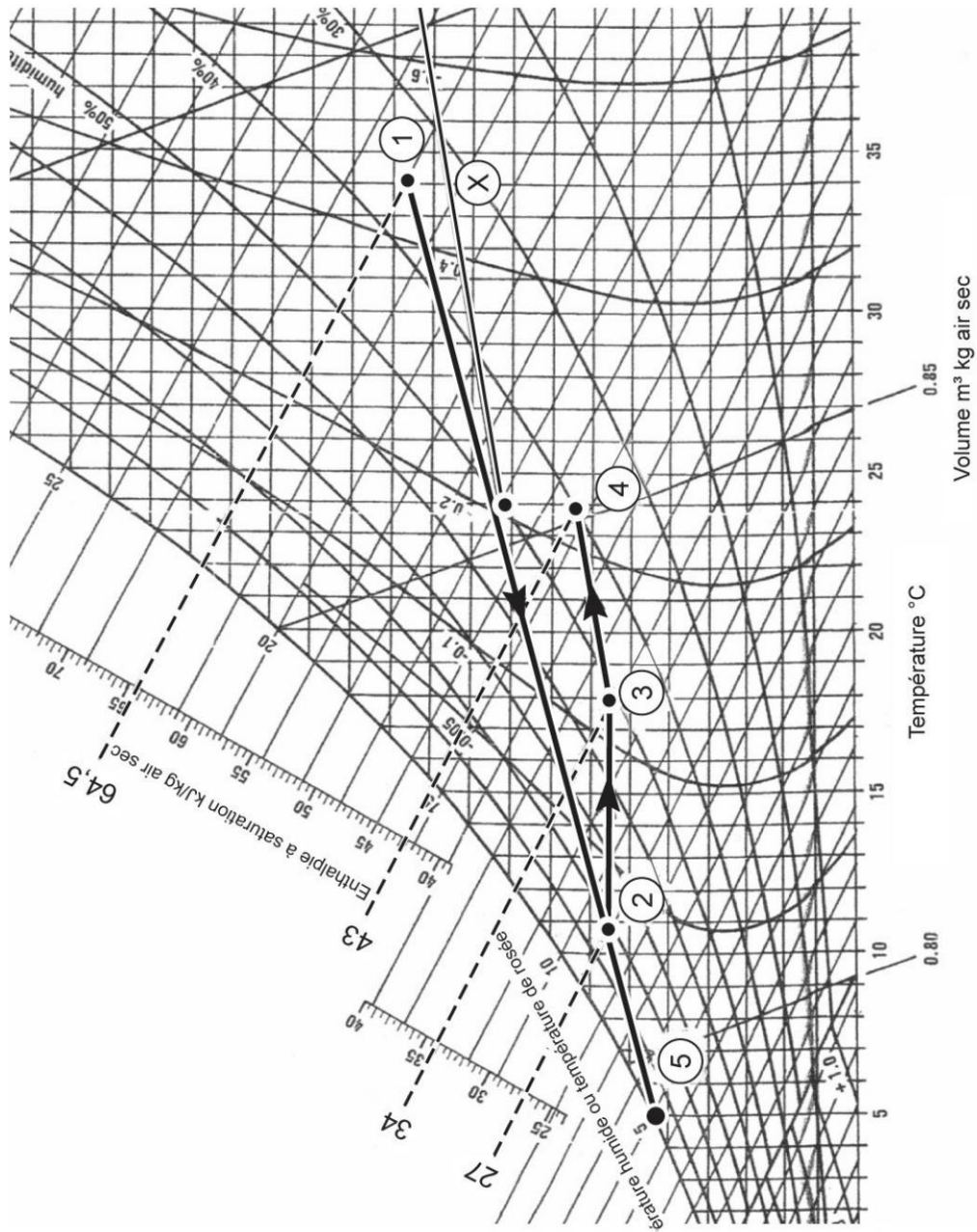


Figure 10.20 Évolution psychrométrique été sans récupération

Tableau 10.6 Récapitulatif des grandeurs physiques
des différents points caractéristiques

Grandeurs physiques	Points caractéristiques					Unités
	1	2	3	4	5	
Θ_s	34	11	18	24	5	°C
Θ_h	21	9	12	15	5	°C
Θ_r	16,5	8	8	9	5	°C
H^s	64,5	27	34	43	18,5	kJ/kg
W	11,8	6,6	6,6	7,5	5,3	g/kg

Débit massique d'air :

$$Q_m = \frac{\text{Bilan total}}{H_4 - H_3} = \frac{40}{9} = 4,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 16\,000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}.$$

Débit volumique d'air soufflé :

$$Q_v = Q_m \times v = 4,44 \times 0,85 = 3,774 \text{ m}^3/\text{s} = 13\,586 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Puissance de la batterie froide :

$$P = Q_m \times \Delta H (1-2) = 4,44 \times (64,5 - 27) = 166,5 \text{ kW}.$$

Puissance de la batterie de réchauffage :

$$P = Q_m \times \Delta H (3-2) = 4,44 \times (34 - 27) = 31 \text{ kW}.$$

Puissance totale nécessaire :

$$P = 166,5 + 31 = 197,58 \text{ kW}.$$

■ Deuxième hypothèse : étude avec récupération

Rendement du système de récupération : $\eta = 80 \%$.

La figure 10.21 montre l'évolution psychrométrique dans l'hypothèse étée avec récupération.

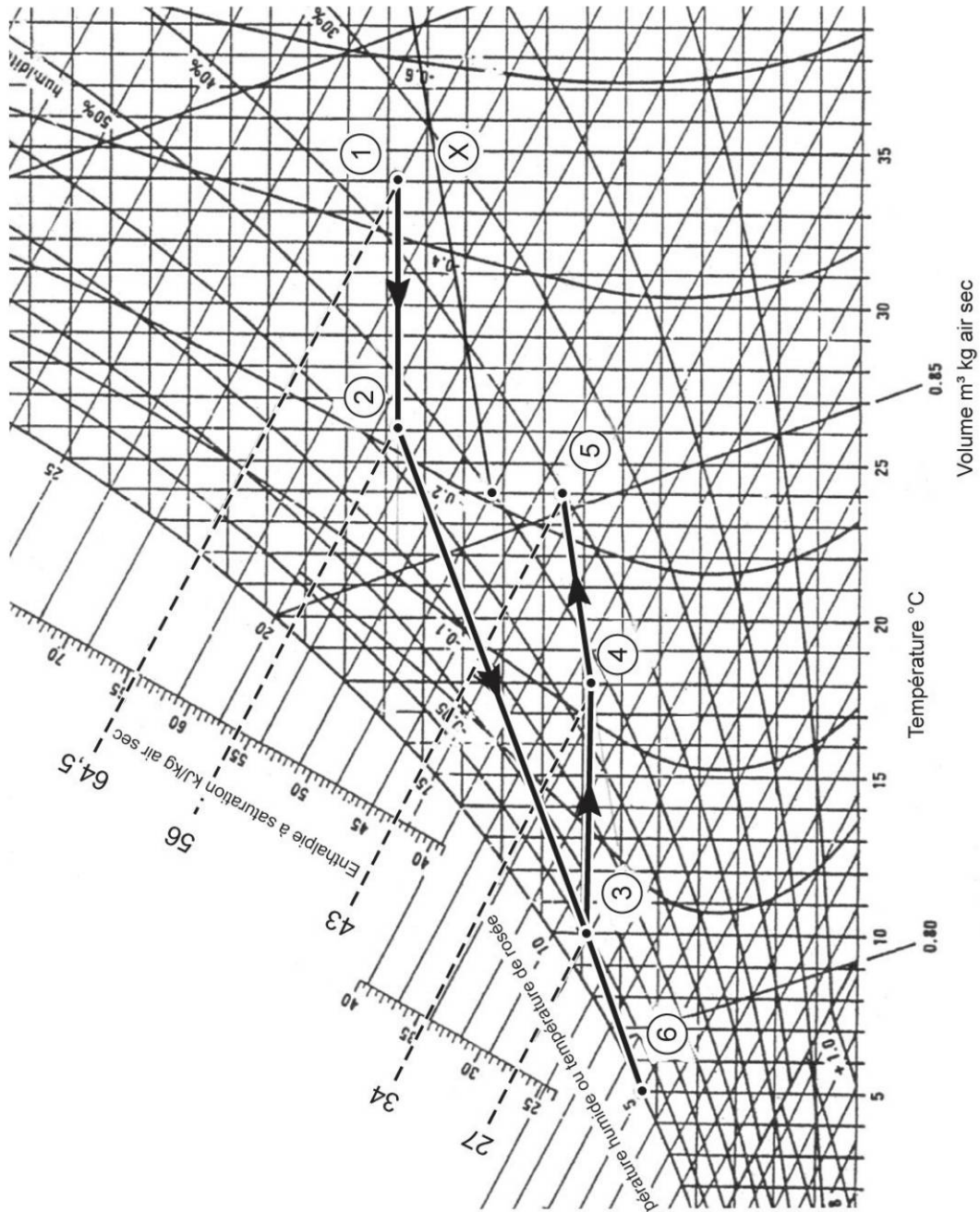


Figure 10.21 Évolution psychrométrique été avec récupération

Tableau 10.7 Récapitulatif des grandeurs physiques des différents points caractéristiques

Grandeurs physiques	Points caractéristiques						Unités
	1	2	3	4	5	6	
Θ_s	34	26	10	18	24	5	°C
Θ_h	22	19,5	9	12,5	15,5	5	°C
Θ_r	16,5	16,5	8	8	10	5	°C
H^s	12,8	56	27	34	43	18,5	kJ/kg
W	11,8	11,8	7	7	7,5	5,3	g/kg

1-2 : évolution psychrométrique de l'air neuf sur la batterie de récupération.

2-3 : évolution psychrométrique sur la batterie froide.

3-4 : évolution psychrométrique sur la batterie de réchauffage.

4-5 : évolution psychrométrique dans le local climatisé.

Le débit d'air reste identique : $Q_m = 4,4 \text{ kg/s}$; $Q_v = 3,774 \text{ m}^3/\text{s}$.

Puissance batterie froide :

$$P = Q_m \times \Delta H (2-3) = 4,4 \times (56 - 27) = 127,6 \text{ kW}.$$

Puissance de la batterie de réchauffage :

$$P = Q_m \times \Delta H (4-3) = 4,4 \times (34 - 27) = 30,8 \text{ kW}.$$

$$\text{Puissance totale nécessaire : } 127,6 + 30,8 = 158,4 \text{ kW}.$$

Le gain de puissance généré par les batteries de récupération est donc :

$$197,58 - 158,4 = 39,18 \text{ kW}.$$

10.6 Les puits canadiens

10.6.1 Généralités

Un puits canadien est un échangeur thermique constitué de canalisations enterrées dans lesquelles circule l'air à réchauffer (l'hiver) et à refroidir (l'été).

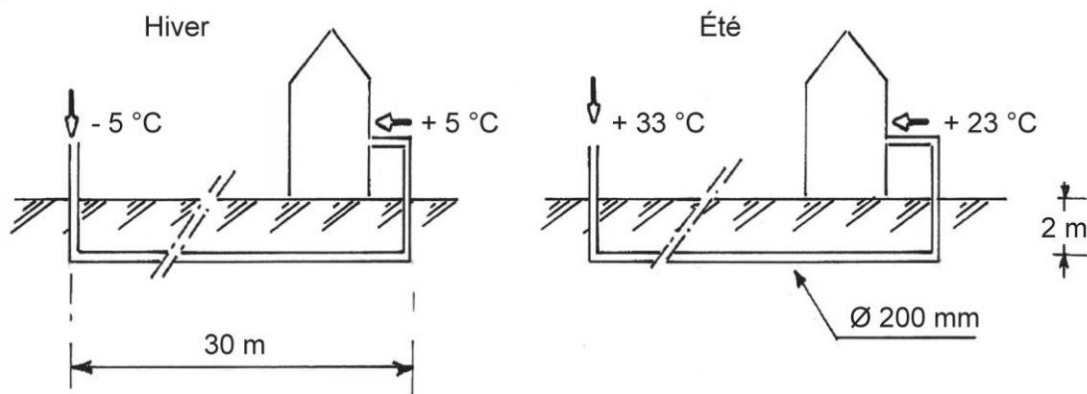


Figure 10.22 Évolutions possibles de l'air neuf en été et en hiver au niveau d'un puits canadien

10.6.2 Principe

En hiver, le transfert de chaleur s'effectue du sol vers l'air et réciproquement l'été.

En hiver, l'augmentation de température peut atteindre 10 °C . L'air préchauffé est donc à une température pratiquement toujours positive, les problèmes de givrage dans les échangeurs à double flux disparaissent donc.

En été, l'abaissement de la température de 10 °C est possible, ce qui rend inutile la climatisation thermodynamique.

Les canalisations présentant peu de pertes de charge, la puissance électrique nécessaire à la ventilation est donc modeste au regard de la puissance de refroidissement.

Les ratios énergétiques peuvent conduire à des valeurs comprises entre 15 et 25.

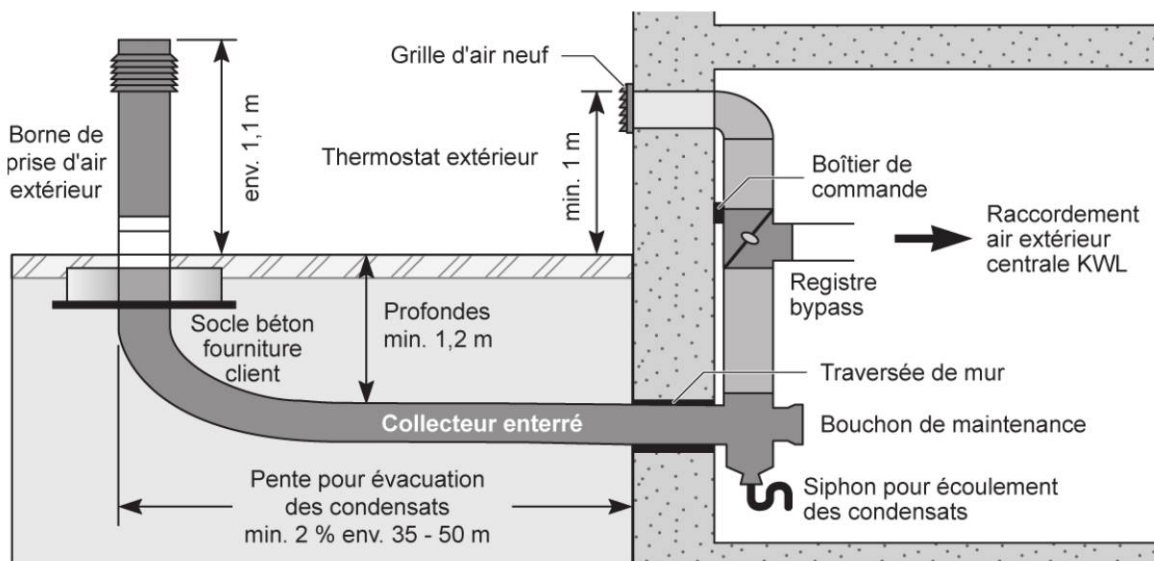


Figure 10.23 Schéma de principe d'un puits canadien (Doc. Helios)

10.6.3 Performances énergétiques des puits canadiens

Le rendement d'un échangeur d'air géothermique dépend en grande partie du bon compactage et de la nature du remblai. Il importe de solidariser au maximum la canalisation avec l'entourage quelle que soit la nature du sol. La nature de la canalisation intervient également.

Différents matériaux constitutifs des canalisations :

- ▶ Polyéthylène PE-HD ; $\lambda = 0,38$ à $0,51$ W/m.K.
- ▶ Polypropylène PP ; $\lambda = 0,17$ à $0,22$ W/m.K.
- ▶ Polychlorure de vinyle PVC-U ; $\lambda = 0,14$ à $0,17$ W/m.K.

À diamètre et épaisseur identiques, le polyéthylène a une conductibilité thermique 2 fois supérieure au polypropylène. Un sol humide favorise aussi grandement les échanges thermiques.

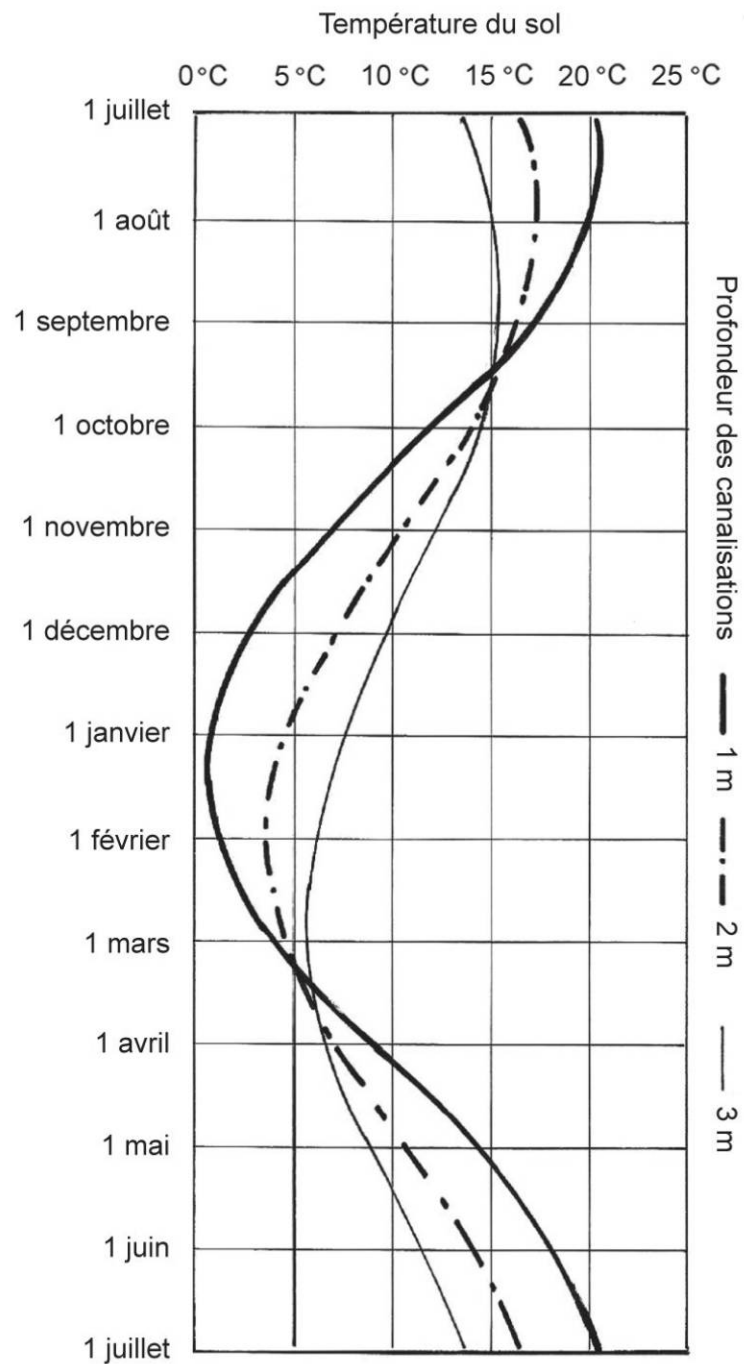


Figure 10.24 Exemple de variation de température sur une année d'un sol donné à différentes profondeurs

10.6.4 Mise en œuvre des canalisations d'un puits canadien se rapportant à un ensemble immobilier

La figure 10.25 présente une disposition des canalisations et du compactage du remblai.

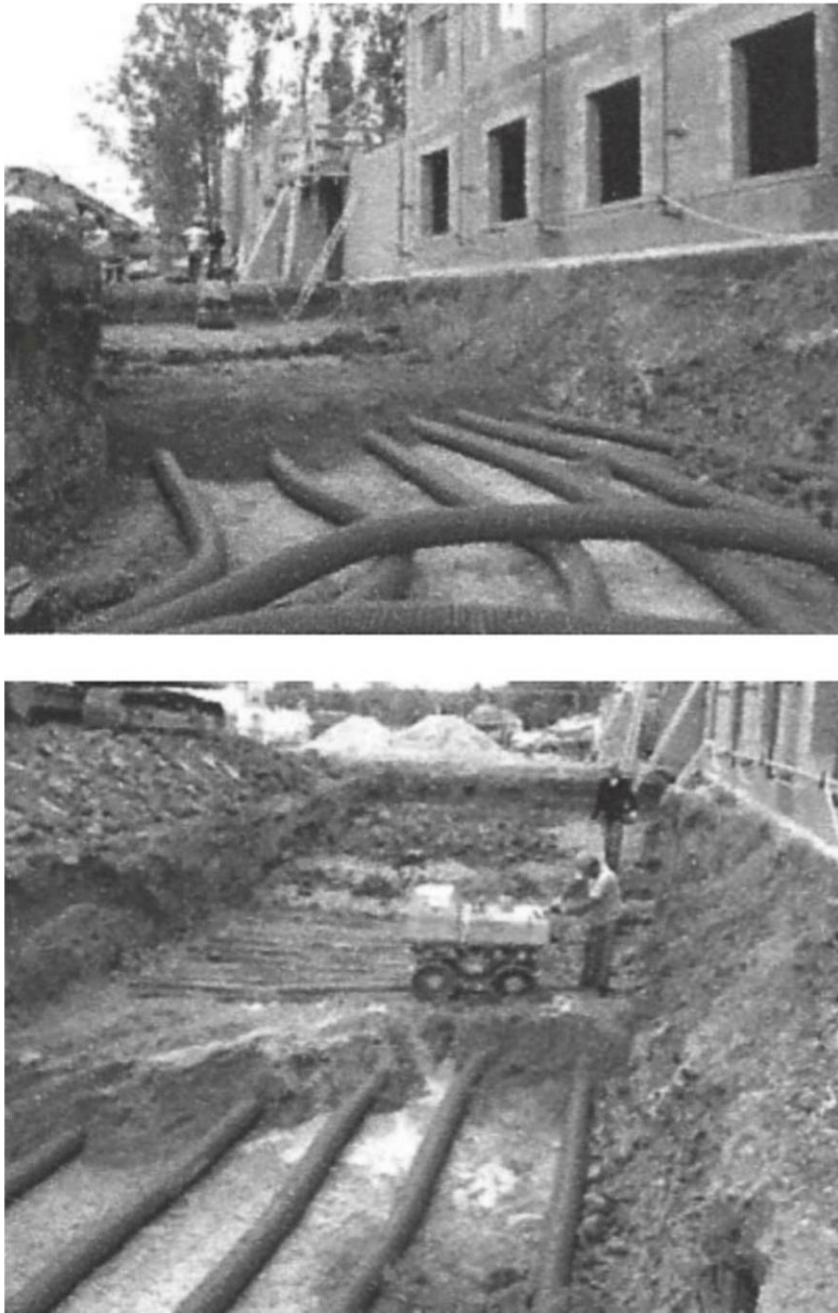


Figure 10.25 Disposition des canalisations et compactage du remblai (Doc. Helios)

10.6.5 Conclusion

Le puits canadien permet des transferts d'énergie extrêmement écologiques.

Il permet de réduire très significativement les consommations d'énergie fossile ou électrique nécessaires au chauffage.

En pavillonnaire il permet l'été un rafraîchissement rendant inutile la climatisation thermodynamique.

Ce système permet donc de réduire très efficacement les émissions de gaz à effet de serre.

Cette technologie ayant le vent en poupe, il existe des logiciels permettant le dimensionnement en fonction de nombreux paramètres spécifiques du site : conditions climatiques, nature du terrain, perte de charge admissibles sur l'air, gains thermiques souhaités, nature des canalisations, etc.

11

Le stockage de l'énergie

11.1 Pourquoi stocker l'énergie ?

À l'époque où l'environnement est de plus en plus pris en compte, le stockage de l'énergie lors des tarifications EDF « régimes nuit » est de plus en plus pertinent.

Le stockage de l'énergie grâce à un meilleur rendement des machines contribue aussi à une consommation moindre des énergies primaires.

Les installations classiques sont conçues pour faire face aux déperditions ou aux apports thermiques maximaux. Ces bilans maximaux ne concernent que quelques journées par an et quelques heures seulement lors de ces journées.

Les équipements sont donc la plupart du temps largement surpuissants. Ces gros équipements doivent le plus souvent fonctionner à puissance fortement réduite, ce qui induit un rendement énergétique généralement faible.

Le stockage d'énergie par chaleur latente (**STL**) permet une réduction très significative de la puissance installée de la machine frigorifique. Le **STL** fournissant l'énergie nécessaire en cas de demande supérieure à la puissance installée.

Une installation bien étudiée et bien réalisée associée à du **STL** est de faible puissance, elle fonctionne le plus souvent à sa puissance nominale et son rendement est alors optimal. De plus, le stockage étant réalisé lors des tarifs « **heures creuses** » EDF, des économies très importantes peuvent être réalisées sur les coûts d'exploitation.

En production directe, l'équipement correspondant à l'histogramme de la figure 11.1 devrait avoir une puissance de **100 kW**. Grâce au stockage puis au déstockage, la puissance de l'équipement est ramenée à **35 kW**.

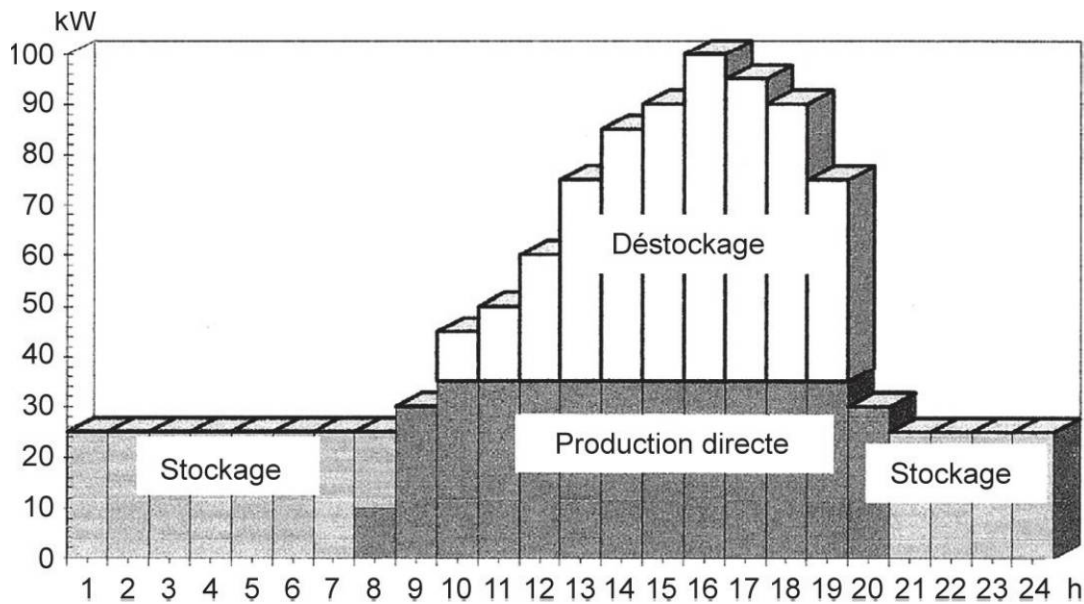


Figure 11.1 Exemple d'histogramme avec répartition des puissances
(Doc. Cristopia)

11.2 Stockages sensibles et latents

Le stockage de l'énergie en chaleur sensible (avec l'eau le plus souvent), demande de grands volumes de stockage.

La chaleur massique de l'eau est de $4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$. L'eau ne permet qu'un stockage en température positive, à moins d'y adjoindre un antigel : glycol par exemple.

Le changement d'état physique par contre met en jeu beaucoup plus d'énergie. Par exemple, la chaleur de congélation de l'eau, ou de fusion de la glace est de $334,4 \text{ kJ/kg}$.

Exemple :

Soit à stocker une énergie de **1 000 kWh**.

Première hypothèse : cette énergie est stockée en chaleur sensible avec de l'eau dont la température varie de **10 à 5 °C**.

L'énergie totale à stocker est : $1\,000 \times 3\,600 = 36 \cdot 10^5 \text{ kJ}$.

Un kilogramme d'eau permet de stocker $5 \times 4,18 = 20,9 \text{ kJ}$.

Le volume d'eau nécessaire est donc : $V = \frac{36 \times 10^5}{20,9}$ soit **172,249 m³**.

Seconde hypothèse : l'énergie est stockée à partir du changement d'état physique de l'eau en glace. Par hypothèse, le début du stockage se fait avec de l'eau à +5 °C et la fin du stockage avec de la glace à -5 °C.

Rappels :

Chaleur massique de l'eau : $C = 4,18 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$.

Chaleur latente de la glace $Q_l = 334,4 \text{ kJ/kg}$.

Chaleur massique de la glace : $C = 2,09 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$.

Chaleur stockée de 5 °C à 0 °C : $4,18 \times 5 = 20,9 \text{ kJ/kg}$.

Chaleur latente stockée (de 0 °C à 0 °C) : **334,4 kJ/kg**.

Chaleur stockée de 0 °C à -5 °C : $2,09 \times 5 = 10,45 \text{ kJ/kg}$.

Quantité de chaleur totale stockée par kilogramme :

$20,9 + 334,4 + 10,45 = 365,75 \text{ kJ/kg}$.

Masse totale à mettre en jeu : $\frac{36 \times 10^5}{365,75} = 9\,842,8 \text{ kg}$.

L'eau ayant une masse volumique de **1 kg/dm³**, le volume d'eau nécessaire est donc **9 842,8 dm³**, soit environ **10 m³**.

Remarque

Les valeurs ci-dessus sont théoriques car, dans les systèmes stratifiés, 10 % environ de la hauteur n'ont pas vraiment d'effet utile.

Le stockage par chaleur latente présente les 2 avantages principaux suivants :

- ▶ Les volumes de stockage sont faibles au regard de l'énergie stockée.
- ▶ Les changements d'états physiques sont pratiquement isothermes.

11.3 Technologie de stockage

L'eutectique est contenu dans des sphères appelées nodules. L'accumulateur-échangeur STL est constitué d'une cuve remplie de nodules. Pour un nodule donné, la quantité d'énergie stockée est proportionnelle au volume du stockage.

La puissance d'échange entre le fluide caloporteur et les nodules est aussi proportionnelle au nombre de nodules, donc au volume de stockage.

11.3.1 Description des nodules

L'enveloppe d'un module présente les caractéristiques suivantes (figure 11.2).

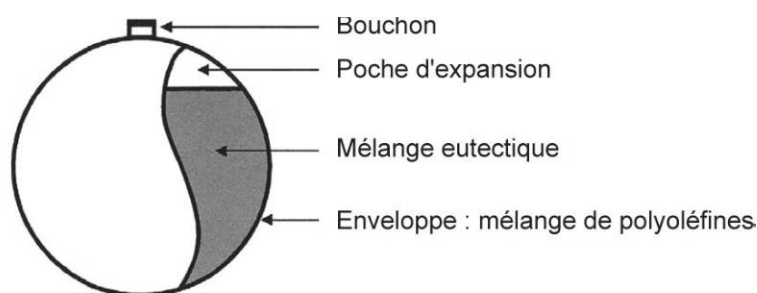


Figure 11.2 Vue d'un nodule (Doc. Cristopia)

11.3.2 Caractéristiques des nodules

Les valeurs du tableau 11.1 sont données pour un STL de 1 m³ de cuve.

Tableau 11.1 Données pour un STL de 1 m³ de cuve (Doc. Cristopia)

Types de nodules	Tempér. changt d'état °C	Chaleur latente Q _l kWh/m ³	Chaleur sensible solide Q _{ss} kWh/°C	Chaleur sensible liquide Q _{sl} kWh/°C	Conduct thermiq. crist. K _{vc} kWh/°C	Conduct thermiq. fusion K _{vf} kWh/°C	Poids des nodules kg	Toxicité Valeur LD50 en mg/kg *	Tempér. limite d'emploi °C
SN.33	-33	44,6	0,7	1,08	1,6	2,2	724	2 600	-40 °C à +60 °C
SN.29	-28,9	39,3	0,8	1,15	1,6	2,2	681	1 200	
SN 26	-26,2	47,6	0,85	1,2	1,6	2,2	704	1 200	

SN.21	-21,3	39,4	0,7	1,09	1,6	2,2	653	1 300	
SN.18	-18,3	47,5	0,9	1,24	1,6	2,2	706	2 700	
AN.15	-15,4	46,4	0,7	1,12	1,15	1,85	602	8 400	
AN.12	-11,7	47,7	0,75	1,09	1,15	1,85	620	5 000	-25 °C à +60 °C
AN.10	-10,4	49,9	0,7	1,07	1,15	1,85	617	11 000	
AN.06	-5,5	44,6	0,75	1,1	1,15	1,85	625	18 000	
AN.03	-2,6	48,3	0,8	1,2	1,15	1,85	592	58 000	
AC.00	0	48,4	0,7	1,1	1,15	1,85	560	85 000	
AC.27	+27	44,5	0,86	1,04	1,15	1,85	867	2 500	

* Valeur définie selon la convention OCDE adoptée le 12 mai 1981.

LD50 : valeur statistique que peut absorber un animal par voie orale, exprimée en poids de substance par unité de poids de l'animal (mg/kg), qui peut engendrer la mort dans 50 % des cas.

11.3.3 Exemple pratique

Soit à stocker **1 000 kWh** à partir du type de nodule **AN 03** :

- ▶ Température de changement d'état : **-2,6 °C**.
- ▶ Chaleur latente : **$Q_l = 48,3 \text{ kWh/m}^3$** .
- ▶ Chaleur sensible solide : **$Q_{ss} = 0,8 \text{ kWh/°C}$** .
- ▶ Chaleur sensible liquide : **$Q_{sl} = 1,2 \text{ kWh/°C}$** .

Énergie mise en jeu entre **-5 °C** et **-2,6 °C**.

$$\Delta\theta = 2,4 \text{ °C.}$$

$$W = 0,8 \times 2,4 = \mathbf{1,92 \text{ kWh.}}$$

Chaleur latente mise en jeu lors du changement d'état : **$Q_l = 48,3 \text{ kWh/m}^3$** .

Énergie mise en jeu de **-2,6 à +5 °C**.

$$\Delta\theta = 5 - (-2,6) = \mathbf{7,6 \text{ °C.}}$$

$$W = 1,2 \times 7,6 = \mathbf{9,12 \text{ kWh.}}$$

Énergie totale mise en jeu pour 1 m³ :

$$Q_{\text{totale}} = 1,92 + 48,3 + 9,12 = 59,34 \text{ kWh.}$$

$$\text{Volume total nécessaire : } V = \frac{1\,000}{59,34} = 16,85 \text{ m}^3.$$

11.4 Différentes stratégies possibles

L'utilisation d'un STL offre la possibilité de gérer l'énergie frigorifique en fonction des objectifs poursuivis par les concepteurs. Il en découle donc différentes stratégies possibles. L'histogramme (figure 11.3) permet de connaître la puissance maximale nécessaire ainsi que l'énergie à mettre en jeu sur 24 heures.

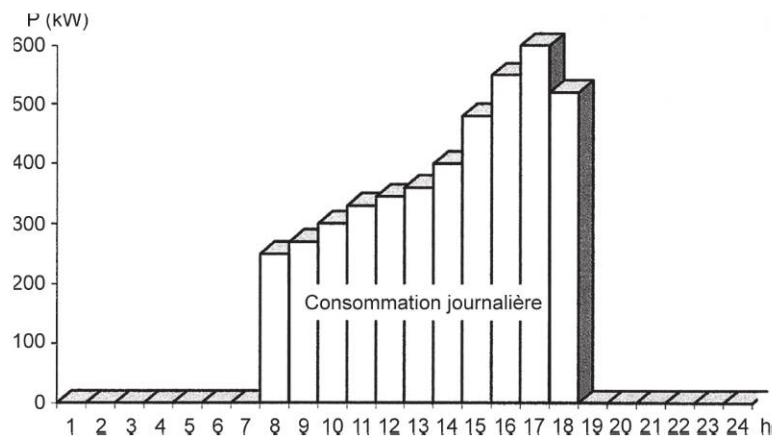


Figure 11.3 Histogramme journalier des puissances nécessaires d'un site (Doc. Cristopia)

11.4.1 Sous-dimensionnement du groupe frigorifique

La priorité est donnée au fonctionnement du groupe frigorifique qui est dimensionné sur 30 à 60 % de la puissance maximum. La nuit, le groupe frigorifique charge le STL qui restera en attente. Dès que la puissance appelée deviendra supérieure à la puissance du groupe frigorifique, le STL agira en complément de ce dernier en restituant ses frigories. C'est la solution la plus utilisée actuellement en France (figure 11.4).

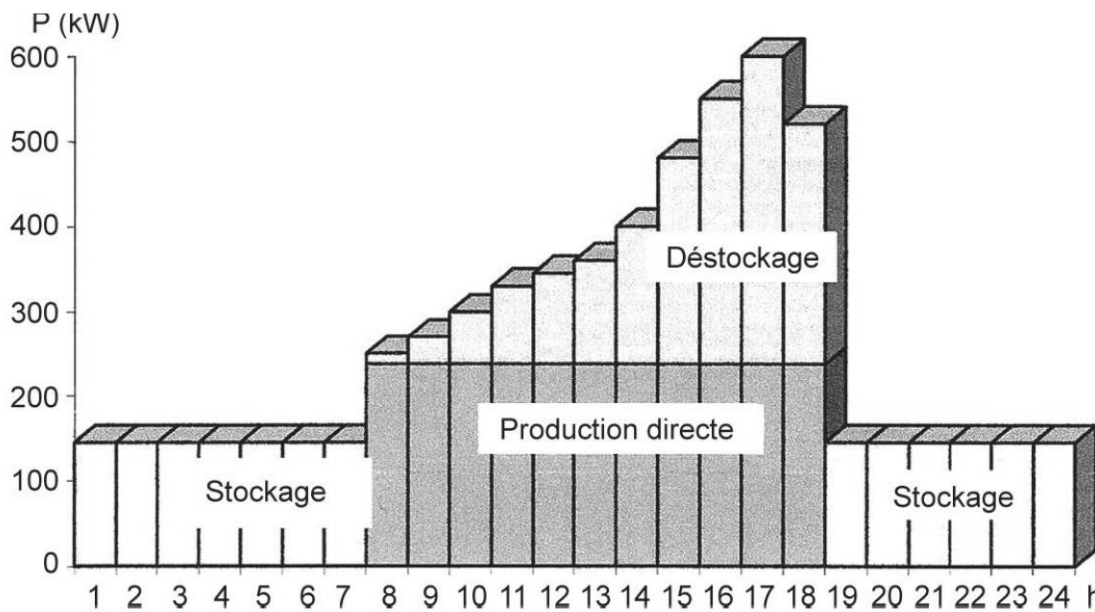


Figure 11.4 Exemple de répartition des puissances lors de la recherche d'un sous-dimensionnement du groupe frigorifique

11.4.2 Déstockage en demi-saison

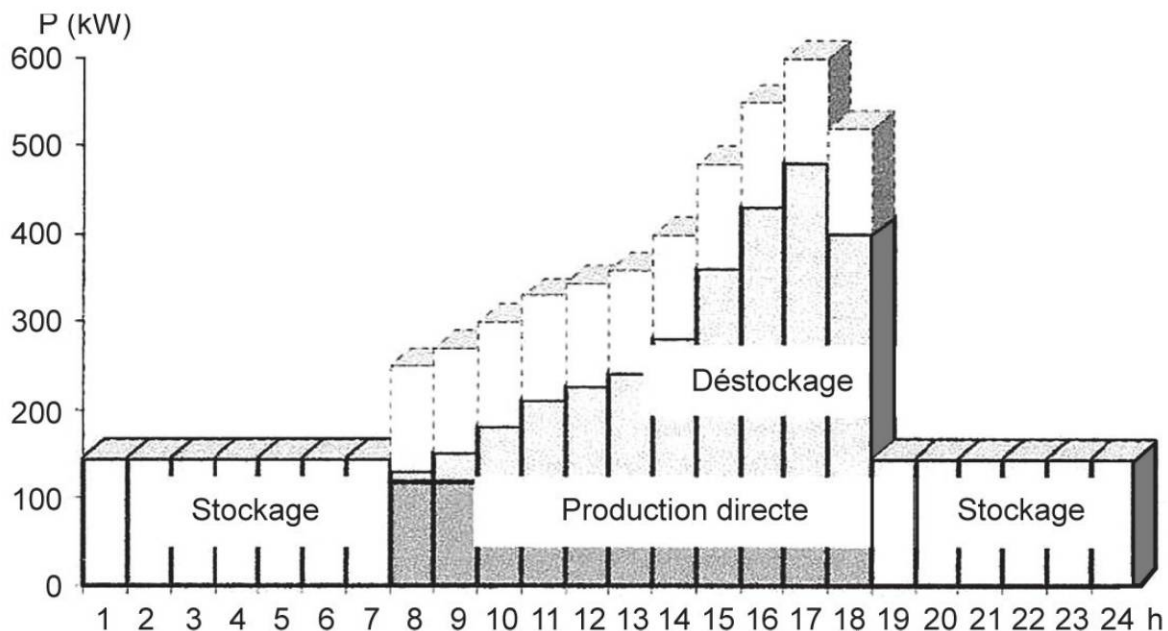


Figure 11.5 Répartition des puissances lors de l'option de déstockage en demi-saison

Une option de déstockage partiel pour la période de pointe peut très bien être associée, avec le même volume de STL et la même puissance installée,

à une option de déstockage total en période hivernale, ou une option effacement heures de pointe sur la même période. De même afin de bénéficier d'un faible coût de l'électricité l'hiver, une priorité peut être donnée au déstockage en lieu et place d'une priorité au groupe de froid dans l'option stockage partiel (figures 11.5 et 11.6).

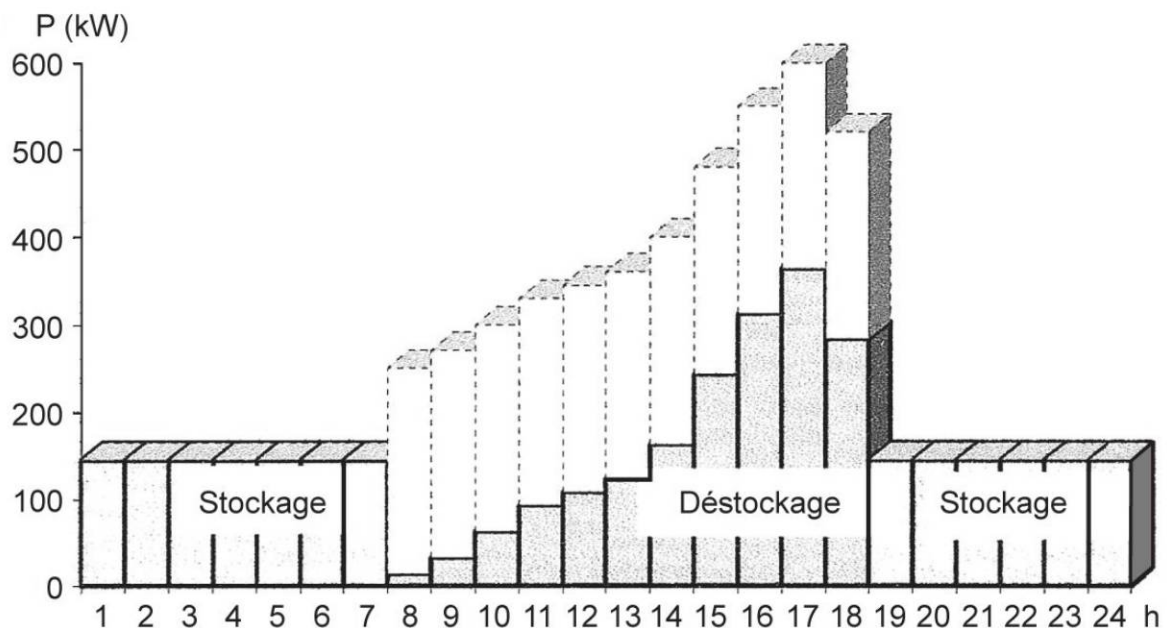


Figure 11.6 Exemple de déstockage prioritaire en hiver

11.4.3 Effacement heures de pointe, charge en heures creuses

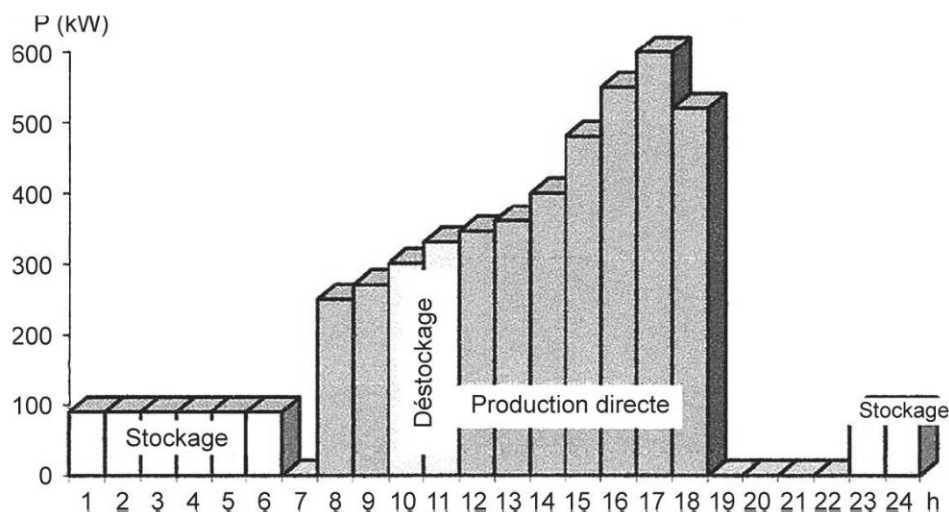


Figure 11.7 Exemple de STL utilisé en déstockage aux heures de pointe

Par exemple, en tarif vert EDF en période hiver, il peut être intéressant d'arrêter les groupes frigorifiques pendant les heures de pointe et de ne fonctionner que sur le STL. Ce dernier sera chargé de nuit en période où le coût du kWh électrique est faible (figures 11.7 et 11.8).

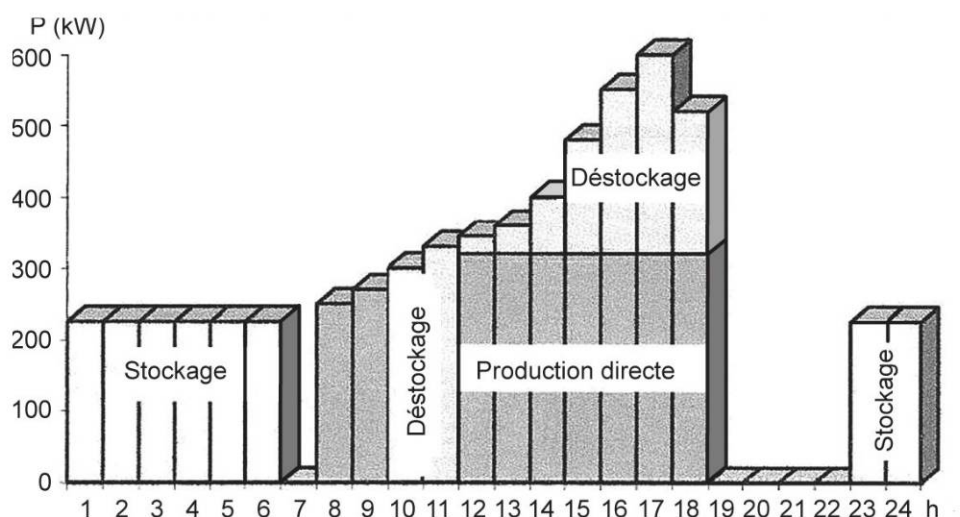


Figure 11.8 Variante de l'exemple ci-dessus : effacement des heures de pointe et déstockage permettant la réduction de la puissance frigorifique installée

11.4.4 Stockage total

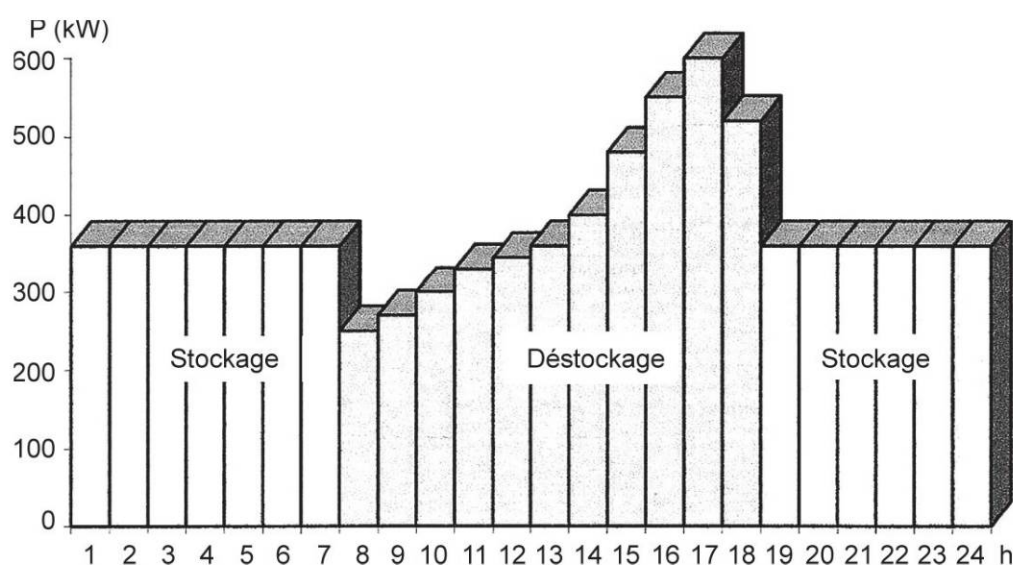


Figure 11.9 Exemple de besoins frigorifiques couverts entièrement par le déstockage

Les groupes frigorifiques sont arrêtés pendant toute la période d'exploitation. Cette application est très coûteuse en France, et de ce fait peu utilisée. À signaler qu'elle s'utilise dans de bonnes conditions économiques en secours (figure 11.9).

11.4.5 STL en secours

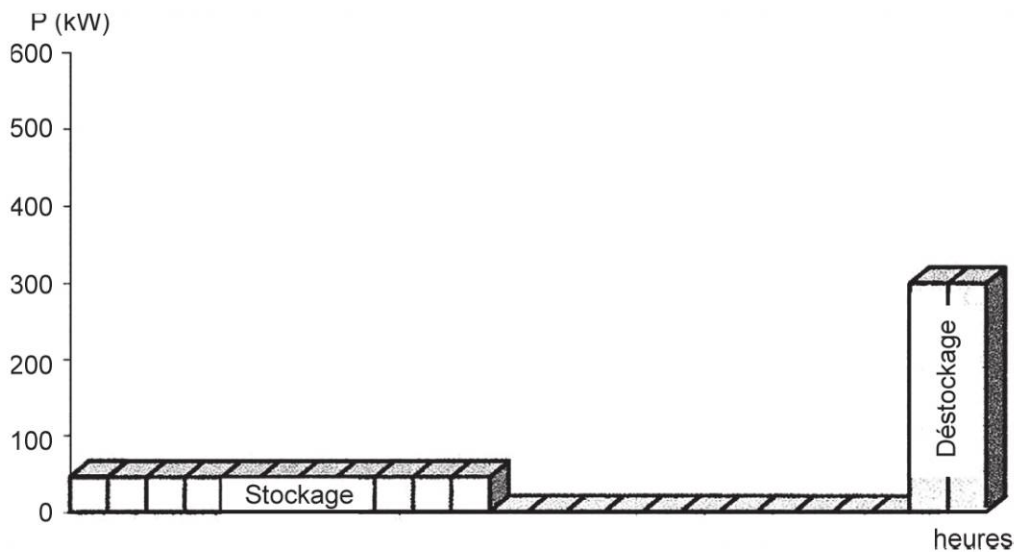


Figure 11.10 STL en secours

Dans ce cas, pas de cycle journalier. Le STL est chargé et ne sera utilisé que si nécessaire à une date indéterminée (figure 11.10). Il y aura donc des compléments de charge à périodes fixes. La durée de charge (donc la fréquence des « pannes autorisées ») ainsi que la puissance et la durée du secours doivent être précisées clairement.

11.5 Conception d'une installation

Le fonctionnement d'un STL est caractérisé par un cycle comprenant une phase de stockage et une phase de déstockage. Tout au long de ces deux phases, la température des nodules reste constante.

La phase de stockage s'effectue par cristallisation des sels contenus dans les nodules. Cette dernière se produit lorsque la température du caloporteur qui traverse le STL est inférieure à la température de changement d'état des sels hydratés contenus dans les nodules. Le STL réagit alors comme un

échangeur : le fluide caloporteur retirant de la chaleur aux nodules, le flux thermique va des nodules vers le fluide caloporteur.

La phase de déstockage s'effectue par fusion des sels hydratés contenus dans les nodules. Cette fusion se produit lorsque la température du caloporteur qui traverse le STL est supérieure à la température de changement d'état des sels contenus dans les nodules. Le STL réagit alors comme un échangeur : le flux thermique est inversé, le flux de chaleur va du fluide caloporteur vers les nodules.

11.5.1 Principe de fonctionnement du STL

Au cours d'un cycle stockage/déstockage, la température du caloporteur qui traverse le STL varie d'une valeur minimale correspondant au régime de fin de stockage, à une valeur maximale correspondant à la fin de la phase de déstockage.

La température de départ du caloporteur à la distribution doit généralement être constante.

Le montage hydraulique décrit dans la figure 11.11, permet d'atteindre ces objectifs.

Ce schéma comporte deux boucles en parallèle : une boucle primaire (abcd) et une boucle secondaire (efgh). Les deux boucles (abcd) et (efgh), sont reliées entre elles par les branches (bg) et (cf).

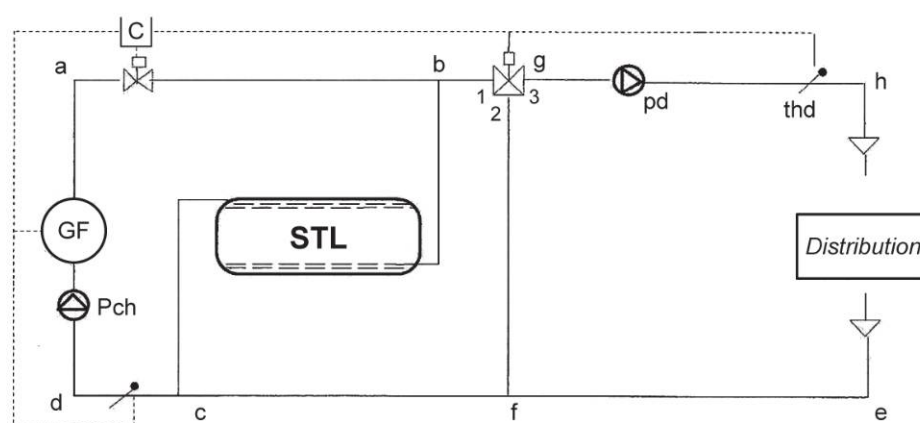


Figure 11.11 Circuit hydraulique se rapportant à un stockage STL

■ Boucle primaire (abcd)

Elle est à débit constant et à température variable. Le débit constant est assuré par la pompe **Pch** dite « **pompe de charge** ».

Lorsque la température du caloporteur qui entre dans l'évaporateur décroît, la puissance frigorifique délivrée diminue. Il se crée un équilibre entre la puissance absorbée pendant la phase de cristallisation par le STL et la puissance délivrée par le groupe frigorifique.

■ Boucle secondaire (efgh)

Elle est à débit constant ou variable et à température de départ constante. Ce débit est assuré par la pompe **pd** dite « **pompe de distribution** ».

La température de départ constante est assurée par le mélange du caloporteur de retour et du caloporteur en provenance de la centrale frigorifique grâce à la vanne 3 voies mélangeuse.

■ Régulation du système

Le compresseur frigorifique est asservi à un thermostat dont l'élément de mesure se trouve placé en amont (ou en aval) de l'évaporateur. Ce thermostat arrête le compresseur lorsque la température mesurée devient égale ou inférieure à la température de consigne de la boucle primaire (**abcd**), c'est-à-dire en fin de phase de stockage.

Une sonde départ (**thd**), réglée à la température d'exploitation du caloporteur, et dont le capteur se trouve placé en aval de la pompe (**pd**), maintient la température du caloporteur constante par action proportionnelle sur la vanne 3 voies mélangeuse.

Il est nécessaire de distinguer au cours d'un cycle de fonctionnement du système STL, quatre régimes de fonctionnement possibles distincts :

- ▶ Phase de stockage seul.
- ▶ Phase de stockage et distribution.
- ▶ Phase de déstockage et production directe.
- ▶ Phase de déstockage seul.

11.5.2 Phases de fonctionnement

■ Phase de stockage seul

Cette phase se produit lorsque le réseau de distribution n'appelle pas de puissance frigorifique (par exemple la nuit pour une climatisation d'immeuble de bureaux).

La pompe de distribution (pd), est alors arrêtée et la vanne 3 voies se ferme sur la voie 1 pour isoler la centrale frigorifique de la distribution (cf. schéma de la figure 11.12).

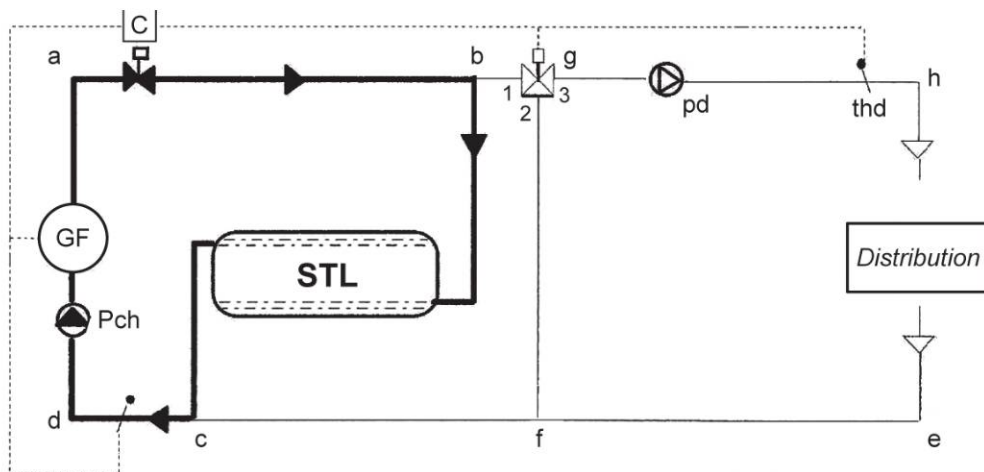


Figure 11.12 Exemple de fonctionnement en stockage seul

Le groupe frigorifique refroidit tout d'abord la boucle primaire (abcd) en chaleur sensible jusqu'au début de cristallisation des nodules. Lorsque cette température de cristallisation est atteinte, les nodules commencent à changer d'état (cristallisation) en absorbant l'énergie frigorifique produite par le groupe.

Durant toute cette période on observe un palier correspondant à la charge en latent durant laquelle la température reste constante (un équilibre thermodynamique s'établit) en fin de charge la température du caloporteur décroît rapidement jusqu'à atteindre la température de consigne du groupe frigorifique et provoquer l'arrêt de celui-ci.

Ensuite, le groupe va refroidir la boucle primaire en chaleur sensible et la température du caloporteur va décroître rapidement. Cette chute

de température indique la fin de phase de stockage. Le thermostat qui asservit le groupe, détecte cette chute de température et commande par conséquent l'arrêt de ce dernier.

■ Phase de stockage et de distribution

Cette phase se produit lorsque la puissance appelée par les terminaux est inférieure à la puissance produite par le groupe frigorifique (par exemple : en début de journée pour une climatisation d'immeuble de bureaux) et si la régulation le permet (on peut en effet préférer ne pas stocker pendant des appels de puissance à l'utilisation).

La pompe de distribution (pd) est alors mise en service et la vanne 3 voies se positionne par l'action de la régulation (thd) pour que le caloporteur de la boucle secondaire (efgh) soit à la température de consigne au débit de la pompe de distribution (pd). Le débit appelé sur la voie 1 de la vanne 3 voies est inférieur au débit de la pompe de charge (Pch). Le complément de débit circule au travers du STL dans le sens b vers c, assurant ainsi la charge du STL (cf. schéma de la figure 11.13).

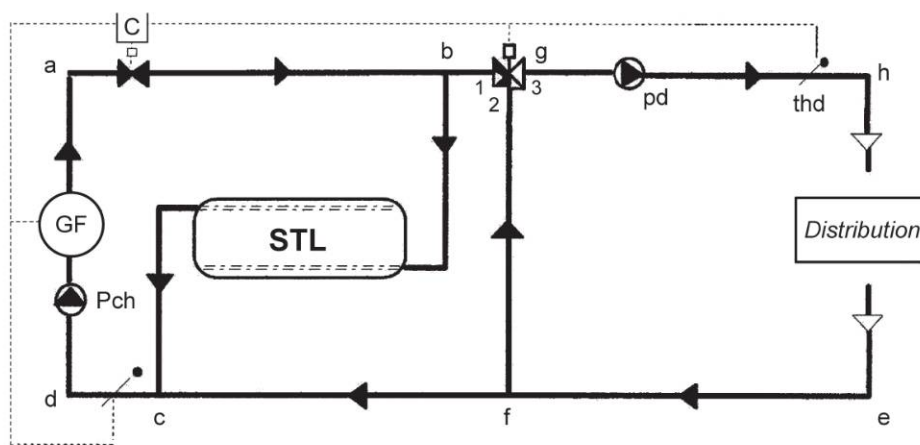


Figure 11.13 Exemple de fonctionnement en stockage et distribution

■ Phase de déstockage et de production directe

Cette phase se produit lorsque la puissance appelée par les terminaux est supérieure à la puissance produite par le groupe frigorifique (par exemple : en période de charge thermique maximale pour une climatisation d'un immeuble de bureaux). Les pompes (pd) et (Pch) sont en service et la vanne 3 voies est asservie comme précédemment.

En cas de demande supérieure à la puissance du groupe, le débit sur la voie numéro 1 de la vanne 3 voies est supérieur au débit de la pompe de charge (Pch). Le débit de la pompe (pd) revenant à la centrale de production par la branche (fc) se sépare en deux :

- l'un à débit constant du fait de la pompe de charge (Pch) qui est refroidi par le groupe frigorifique dans la branche (fdag),
- l'autre, à débit variable (en fonction des besoins), circule au travers du STL, dans le sens (fcbg), où il est refroidi.

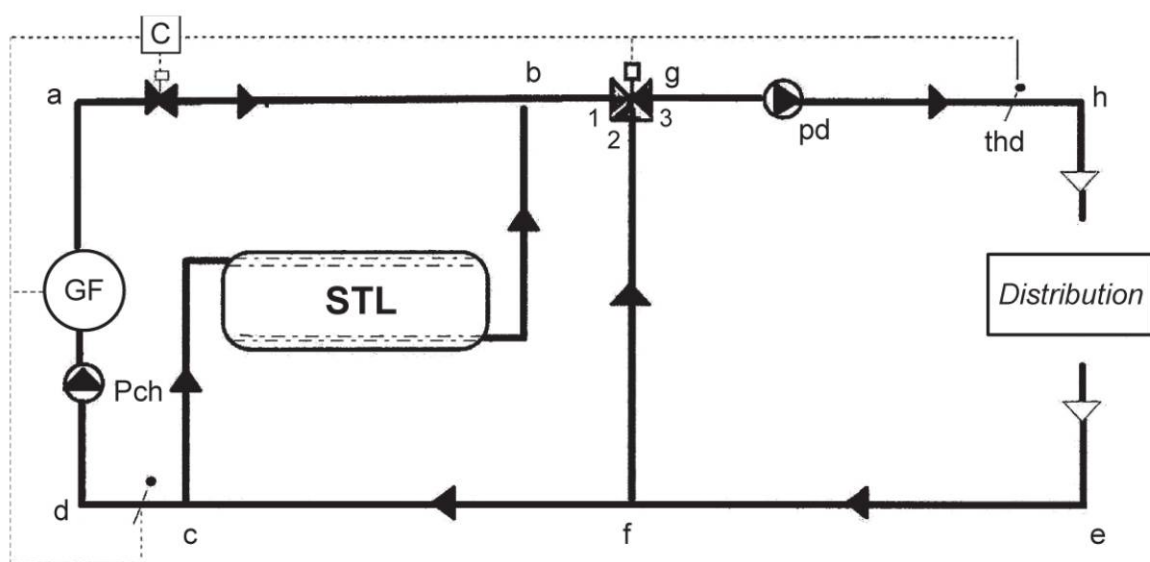


Figure 11.14 Exemple de fonctionnement en déstockage et production directe

■ Phase de déstockage seul

Cette phase se produit lorsque l'utilisateur veut exploiter le STL en maintenant le groupe frigorifique arrêté (par exemple : effacement des heures de pointe hiver, entretien du matériel, etc.).

Dans cette phase, le groupe frigorifique est asservi au « top » EDF qui commande l'arrêt du compresseur et de la pompe de charge (Pch). Une vanne 2 voies motorisée, placée en aval de l'évaporateur se ferme lors de l'arrêt de la pompe de charge (Pch) afin d'obliger tout le caloporteur à circuler au travers du STL.

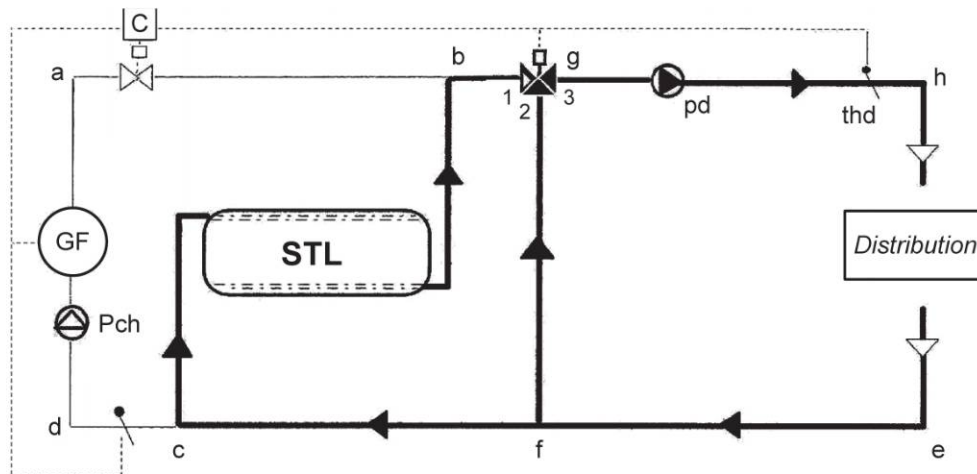


Figure 11.15 Exemple de fonctionnement en déstockage seul

11.6 Dimensionnement d'un STL

Afin de dimensionner au mieux un système STL, il est nécessaire de connaître :

- ▶ Le régime de température d'eau pour la distribution.
- ▶ La possibilité d'utiliser un caloporteur glycolé au niveau du circuit de distribution, sinon prévoir un échangeur.
- ▶ La représentation graphique (histogramme) des puissances appelées sur 24 heures dans les conditions les plus rigoureuses.
- ▶ Le type de groupe frigorifique envisagé (vis ou pistons, nombre d'étages).

11.6.1 Notion d'histogramme

Un histogramme est caractérisé par 2 paramètres :

- ▶ La puissance maximale appelée pendant la période de pointe : **Pm (kW)**.
- ▶ La quantité d'énergie journalière consommée : **Qj (kWh)**.

La puissance **Pm** correspond à la puissance maximale pouvant être appelée par les équipements desservis lors des conditions d'exploitation les plus sévères. C'est généralement cette puissance **Pm** qui sert à dimensionner la puissance d'une centrale frigorifique lorsque celle-ci n'est pas équipée d'un STL.

La quantité Q_j correspond à la quantité d'énergie frigorifique journalière maximale consommée par les équipements dans les conditions les plus sévères. On obtient Q_j par intégration sur 24 heures des variations de la puissance appelée.

Dans un but de clarté, nous allons illustrer la présentation de la méthodologie d'un exemple. Exemple d'une installation de climatisation :

- ▶ régime de l'utilisation 7/12 °C,
- ▶ échangeur à plaques,
- ▶ 5/10 °C au primaire de l'échangeur,
- ▶ histogramme des puissances (figure 11.16),
- ▶ groupe frigorifique à pistons.

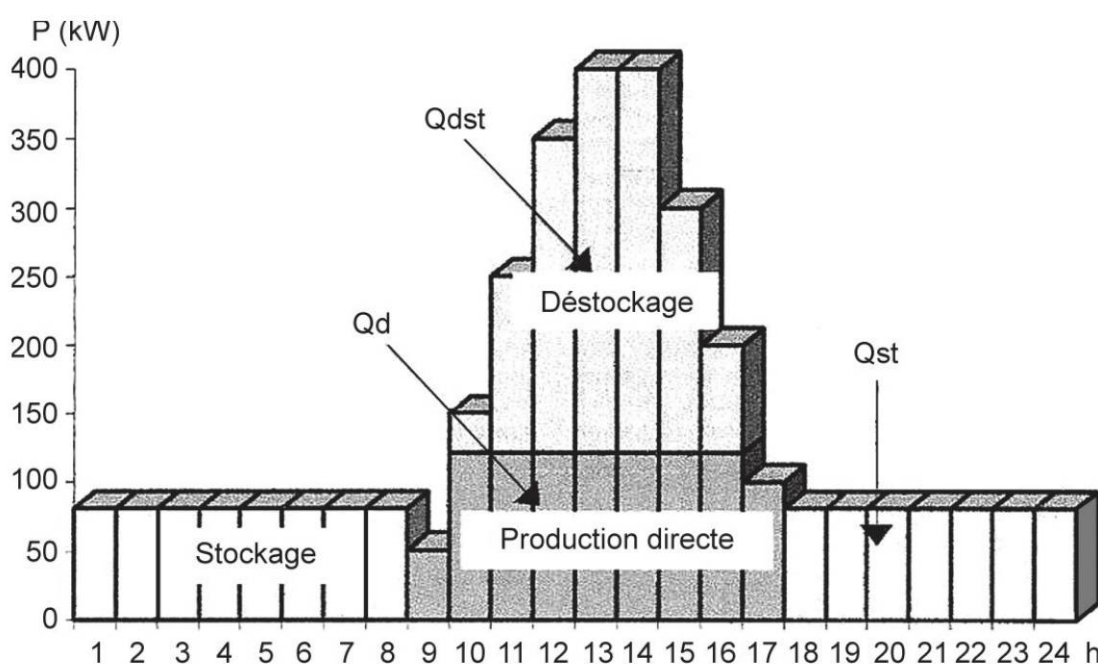


Figure 11.16 Histogramme des puissances

Q_d (kWh) : Énergie frigorifique consommée directement pendant la période d'exploitation des équipements.

Q_{st} (kWh) : Capacité de stockage d'énergie frigorifique.

Q_{dst} (kWh) : Capacité de déstockage.

$$Q_j = Q_d + Q_{dst}$$

11.6.2 Sélection des nœuds

La sélection des nœuds consiste à choisir une température de changement d'état (T_{st}) en accord avec les conditions d'exploitation :

$$T_{st} \leq T_d - 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

On choisira donc le premier type de nœud respectant cette condition. Il est possible de modifier cette sélection, en choisissant une température de changement d'état inférieure afin d'augmenter les puissances d'échanges.

Dans certains cas de figure, cet écart de 4 °C entre la température de changement d'état et la température de départ du caloporteur pourra être diminuée en fonction des conditions spécifiques d'exploitation.

Exemple : régime de production frigorifique de l'eau glycolée au primaire de l'échangeur (régime de fonctionnement du stockage) 5/10 °C. On choisit donc des nœuds AC.00 ($T_{st} < 5-4$).

11.6.3 Calcul de la puissance du groupe

L'intégration de l'histogramme donne la valeur Q_j de la consommation journalière en kWh.

$$Q_j = \sum_{i=1}^{24} P(i) = 2\,200 \text{ kW}.$$

Pour le dimensionnement du groupe, il faut tenir compte du fait que sa puissance est fonction de la température d'évaporation. En phase de charge la puissance sera inférieure à la puissance en production directe.

Si la consommation était étalée uniformément sur 24 h, la puissance minimale des compresseurs pour assurer les besoins serait : $Q_j/24 = P_{min}$ en kW. Dans le cas présent, $2\,200/24 = 92 \text{ kW}$.

Il faut maintenant déterminer la durée de fonctionnement du groupe en production directe à cette puissance de 92 kW. Le groupe travaillera à 100 % entre 9 h et 17 h (soit 8 heures).

Entre 8 h et 9 h, deux alternatives possibles : **stockage et production directe ou production directe seule.**

C'est cette deuxième solution que l'on retient ici.

Entre **8 h** et **9 h**, le groupe travaillera partiellement pour obtenir une puissance moyenne de **50 kW** (le temps de fonctionnement = $50/92 = 0,54$ h). Donc le temps total de fonctionnement du groupe en production directe sera de **8,5 heures (tpd)**. Le groupe travaillera en stockage de **17 h à 8 h (soit tst = 15 h)**. On peut ensuite affiner la puissance du groupe.

Dans notre exemple, la température d'eau glycolée en sortie de groupe est de **5 °C** en production directe et de **-6 °C** en charge ; ce qui correspond à un abaissement de la température à l'évaporateur de **11 °C**.

$$Pr_1 = \frac{2\,200}{tst \times f + tpd}.$$

$$\text{Ainsi : } Pr_1 = \frac{2\,200}{15 \times 0,67 + 8,5}.$$

« **f** » étant le coefficient de réduction de la puissance délivrée par le groupe frigorifique entre la phase de production directe et la phase de charge. En première approche, on considérera une réduction de **3 %** par **°C** de variation de température d'évaporation (**soit T3 – T2**) :

$$f = 1 - [0,03 \times (T3 - T2)]$$

$$\text{Donc : } f = 1 - (0,03 \times 11) = 0,67.$$

Le temps caractéristique de fonctionnement du groupe sera déterminé par rapport à cette puissance. De **9 h à 16 h**, le groupe travaillera à **100 %** (soit 7 heures). De **8 h à 9 h**, le groupe travaillera $50/119 = 0,4$ h ; de **16 h à 17 h**, $100/119 = 0,8$ h. Soit un temps total de fonctionnement en production directe : **tpd = 7 + 0,4 + 0,8 = 8,2 heures**.

Le temps de charge **tst** étant toujours de **15 heures (17 h à 8 h)**. On recalcule à nouveau **Pr** :

$$Pr_2 = \frac{2\,200}{15 \times 0,67 + 8,2} = 121 \text{ kW}.$$

$$\text{On détermine les temps caractéristiques : } tpd = 7 + \frac{50}{121} + \frac{100}{121} = 8,2.$$

Lorsque l'on obtient le même temps caractéristique de fonctionnement du groupe en production directe qu'à l'itération précédente (ce qui est le cas ici), le calcul donne la puissance du groupe à retenir. Le coefficient de réduction de puissance du groupe en phase de stockage sera donc :

$$P_c = f \times P_r = 0,67 \times 121 = 81 \text{ kW.}$$

Les énergies stockées et déstockées sont équivalentes :

$$Q_{st} = 81 \times 15 = 1\,215 \text{ kWh.}$$

$$Q_{dst} = (150 - 121) + (250 - 121) + (350 - 121) + 2 \times (400 - 121) + (300 - 121) = 1\,203 \text{ kWh.}$$

Aux arrondis de calcul près, on a bien $Q_{st} = Q_{dst}$.

11.7 Calcul du volume du STL

Déterminons la densité de stockage D_{STL} , qui est l'énergie stockable par m^3 de STL :

$$D_{STL} = Q_1 + [Q_{s1} \times (T_3 - T_{st})] + [Q_{ss} \times (T_m - T_{st})]$$

Le régime de température en phase de déstockage est $5/10^\circ\text{C}$ donc $T_3 = 5^\circ\text{C}$. Ce régime correspond à un ΔT entrée/sortie évaporateur de 5°C . La réduction de puissance entre stockage et déstockage est de **0,67**. Le débit au travers de l'évaporateur étant identique durant ces deux phases, cette réduction de puissance se répercute directement sur l'écart de température. Cet écart en phase de charge sera donc de :

$$T_m = \frac{-6 - 2,6}{2} = -4,3.$$

$$\text{D'où : } D_{STL} = 48,4 + (1,1 \times 5) + (0,7 \times 4,3) = 56,9 \text{ kWh/m}^3.$$

L'énergie à stocker étant de **1 215 kWh**, le volume minimum sera de :

$$V = \frac{Q_{st}}{D_{STL}} \quad V = \frac{1\,215}{56,9} = 21,4 \text{ m}^3.$$

11.8 Calcul des puissances d'échange

Le STL dans sa fonction échangeur relève des mêmes lois que celles qui régissent les échangeurs traditionnels. La puissance d'échange se calcule selon les formules ci-après :

$$\text{dtlm1} = \frac{(T_2 - T_{st}) - (T_1 - T_{st})}{\ln \frac{(T_2 - T_{st})}{(T_1 - T_{st})}}$$

$$\text{dtlm2} = \frac{(T_4 - T_{st}) - (T_3 - T_{st})}{\ln \frac{(T_4 - T_{st})}{(T_3 - T_{st})}}$$

En phase de stockage : $P_{st} = V \times kvcr \times \text{dtlm1}$.

$$P_{st} = 21,4 \times 1,15 \left[\frac{(-6 - 0) - (-2,6 - 0)}{\ln \frac{(-6 - 0)}{(-2,6 - 0)}} \right] = 100 \text{ kW.}$$

Pour que l'installation soit compatible, il faut : $P_{st} > P_c$ (durant toute la phase de charge). Dans notre cas, la puissance P_c est de 81 kW donc l'installation est compatible en charge.

En phase de déstockage : $P_{dst} = V \times kvfu \times \text{dtlm2}$.

$$P_{dst} = 21,4 \times 1,85 \left[\frac{(10 - 0) - (5 - 0)}{\ln \frac{(10 - 0)}{(5 - 0)}} \right] = 286 \text{ kW.}$$

Pour que l'installation soit compatible en déstockage, il faut que durant toute la phase de déstockage, la puissance disponible au STL plus la puissance du groupe soit supérieure à la puissance appelée. Dans notre cas, en période d'appel maximum :

$P = 400 \text{ kW}$; $P_r = 121 \text{ kW}$; $P_{dst} = 286 \text{ kW}$.

$P_{dst} + P_r = 407 \text{ kW}$; $P_{dst} + P_r > P$.

L'installation est donc compatible en déstockage.

La figure 11.17 donne le choix final.

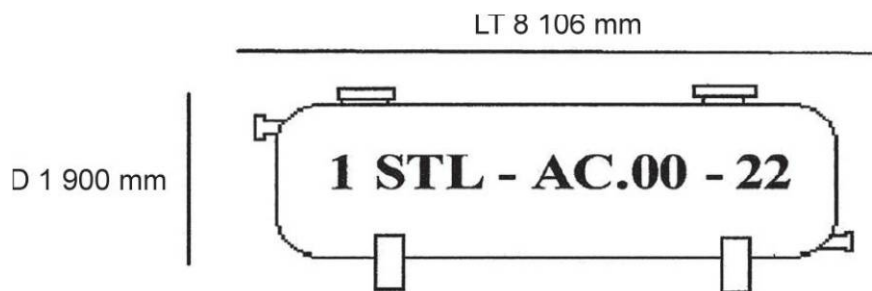


Figure 11.17 Sélection d'une cuve de stockage (Doc. Cristopia)

12

Mesures et comptage en génie climatique

12.1 Généralités

Lors des mises en route, des dépannages, des opérations de maintenance, des expertises, les techniciens sont amenés à effectuer de nombreuses mesures :

- ▶ des pressions,
- ▶ des températures,
- ▶ des hygrométries,
- ▶ des vitesses,
- ▶ des niveaux de pression acoustique.

Ces mesures sont indispensables pour établir un diagnostic fonctionnel de la machine ou de l'équipement.

12.2 Mesure des pressions

Les pressions sont mesurées sur les circuits frigorifiques, les circuits hydrauliques et les circuits aérauliques.

■ Mesure de pressions dans les circuits frigorifiques

Les manomètres équipant les circuits frigorifiques sont particuliers en ce sens qu'ils mesurent la pression d'un fluide saturant. Les fluides saturants ont la caractéristique d'avoir une relation pression-température précise (pour les azéotropes et les fluides purs).

Ces manomètres comportent donc une échelle « pression » et des échelles « températures » correspondant aux différents fluides frigorigènes acceptés par ce manomètre.

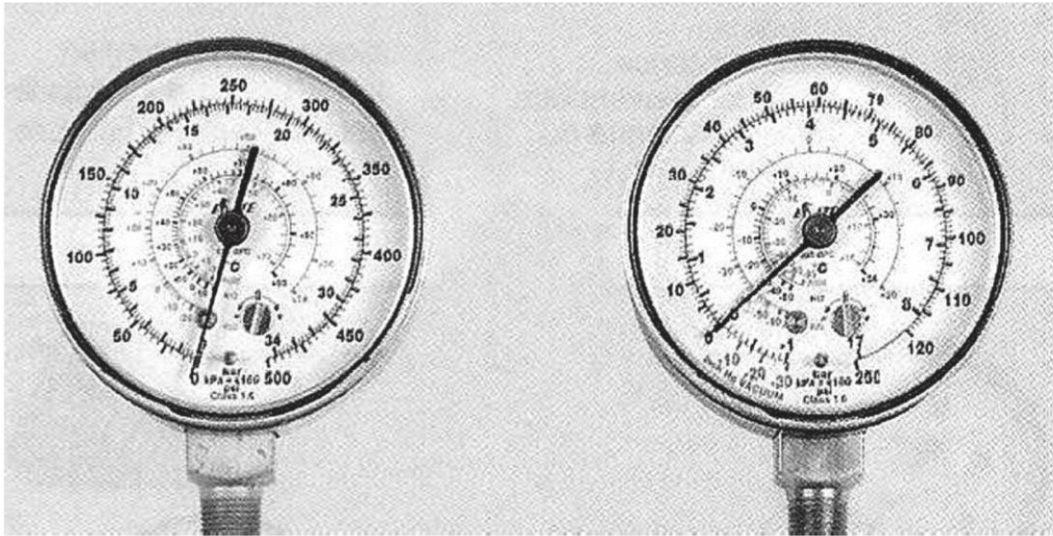


Figure 12.1 Manomètres (haute et basse pression)
pour installation frigorifique

Ces manomètres comportent 2 échelles de pression, l'une graduée en pound square inch (psi), l'autre en bar, et 3 échelles de température correspondant à différents fluides.

Les installations frigorifiques classiques fonctionnent avec 2 pressions différentes qui sont la basse pression et la haute pression, ces pressions sont mesurées par un manomètre BP et par un manomètre HP (figure 12.1).

Ces 2 manomètres sont souvent montés sur un même support, l'ensemble est appelé « manifold » (figure 12.2).

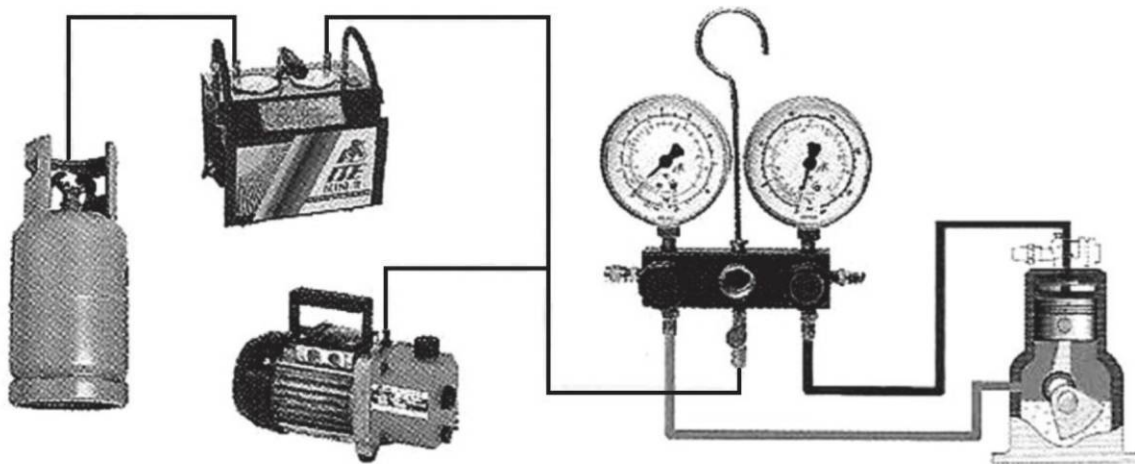


Figure 12.2 Exemple d'utilisation d'un manifold 2 voies (Doc. U.S. RECO)

Le raccord en bas à gauche permet la mesure de la BP. Le raccord central permet les opérations de charge et de tirage au vide. Le raccord de droite permet la mesure de la haute pression.

Il existe aussi des manifolds équipés de manomètres digitaux (figure 12.3).



Figure 12.3 Manifold équipé de manomètres digitaux (Doc. U.S. RECO)

Ces manomètres digitaux sont nettement plus précis que les manomètres analogiques, surtout dans le domaine des pressions négatives.

■ Pressions en hydraulique

Ces manomètres effectuant des mesures sur des liquides ne comportent qu'une échelle de pression (figure 12.4). L'origine de l'échelle est 0 (pression atmosphérique normale).

Le convertisseur de pression de la figure 12.5 convertit une pression en signal 0-10 volts ou 4-20 mA. Les plages de mesures sont propres à chaque convertisseur.

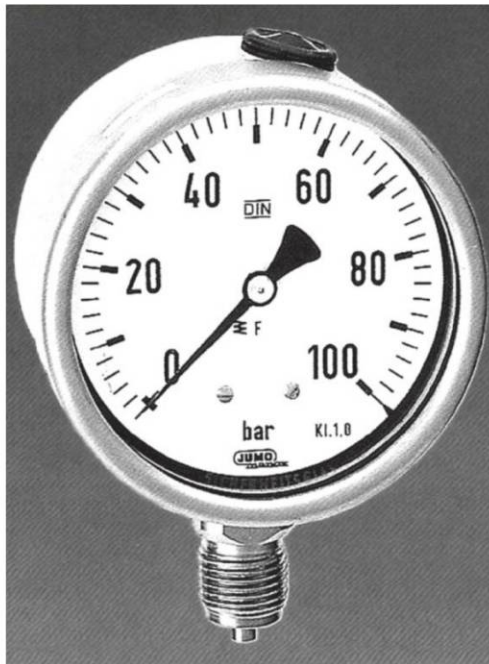


Figure 12.4 Exemple de manomètre pour liquide (Doc. Jumo)

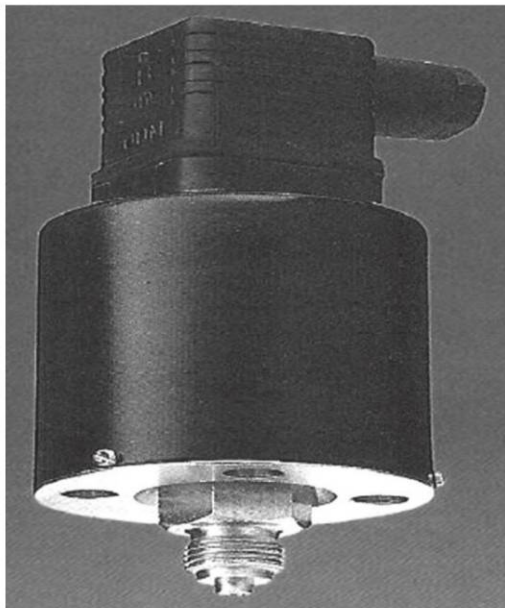


Figure 12.5 Convertisseur de pression (Doc. Jumo)

■ Pression en aéraulique

Les pressions en aérauliques étant faibles, les appareils de mesure sont spécifiques. L'ensemble le plus connu permettant la mesure des pressions est le tube de Pitot associé au manomètre à colonne de liquide (figure 12.6).

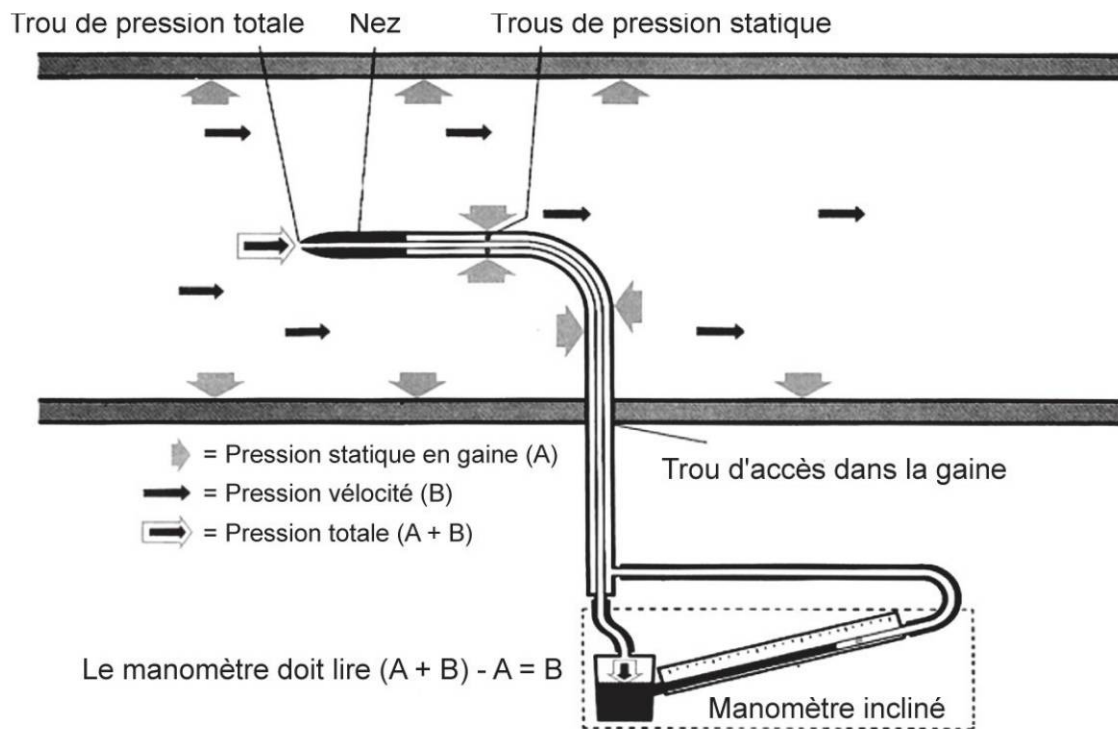


Figure 12.6 Exemple de mesure de pressions à l'aide d'un tube de Pitot associé à un manomètre à colonne de liquide



Figure 12.7 Micro-anémomètre électronique (Doc. Kimo)

Actuellement, de nombreux appareils numériques associés à un tube de Pitot donnent en lecture directe les pressions statique, dynamique et totale. L'appareil de la figure 12.7 permet la mesure de pressions positives, négatives et différentielles. En gestion technique centralisée, la mesure de pressions à distance est réalisée à partir de capteurs numériques (figure 12.8).

L'élément sensible de type piézorésistif génère une tension proportionnelle à la pression appliquée au capteur.



Figure 12.8 Capteur transmetteur de pression (Doc. Kimo)

12.3 Mesure des températures

■ Terminologie

- ▶ **Thermomètre** : appareil de mesure donnant la température en lecture directe.
- ▶ **Thermostat** : automate permettant d'établir ou d'interrompre un circuit électrique en fonction de la variation d'une température.
- ▶ **Sonde passive** : élément de mesure dont la valeur ohmique varie avec la température.
- ▶ **Sonde active** : élément de mesure associée à une électronique permettant un signal de sortie (tension 0 à 10 V par exemple) proportionnel à la température.

- ▶ **Transmetteur** : module électronique comportant une entrée passive (Pt 100 par exemple) et produisant un signal de sortie **4 à 20 mA** ou **0 à 10 V**.

■ Modes de mesure

- ▶ **Thermomètre à alcool ou à mercure** : utilise la dilatation des liquides.
- ▶ **Thermomètre à bilame** : utilise la dilatation des métaux.
- ▶ **Thermomètre à tension de vapeur** : utilise la relation pression – température des fluides saturants.
- ▶ **Thermomètre à infrarouge** : le rayonnement réfléchi est proportionnel à la température.
- ▶ **Sondes métalliques (nickel ou platine)**. Les métaux ont des coefficients de température positifs : leur valeur ohmique croît avec la température, les sondes au platine (**Pt 100**) ont une valeur ohmique de **100 Ω à 0 °C** et de **138,5 Ω à 100 °C**.
- ▶ **Sondes à base de semi-conducteur** : réalisées en silicium ou en germanium dopés. À l'inverse des métaux, le coefficient de température des semi-conducteurs est négatif, leur valeur ohmique diminue à température croissante.
- ▶ **Thermocouples** : 2 jonctions de métaux ou d'alliage différents soumises à une température différentes produisent une force électromotrice proportionnelle à l'écart.

■ Types de sondes

La conception des sondes doit être adaptée au type de mesure à effectuer. Les fabricants proposent en conséquence les sondes suivantes :

- ▶ sonde de contact (pour les tuyauteries),
- ▶ sonde de liquide,
- ▶ sonde d'ambiance,
- ▶ sonde de parois,
- ▶ sonde de gaine,
- ▶ sonde de piquage (utilisée surtout pour les denrées périssables).

■ Présentation pratique de quelques appareils

La figure 12.9 montre un thermomètre numérique multivoies qui peut être associé à des sondes métalliques (Pt 100) ou à des thermocouples.



Figure 12.9 Thermomètre multivoie de précision (Doc. Kimo)



Figure 12.10 Thermomètre à infrarouge (Doc. Kimo)

Les thermomètres à infrarouge génèrent un rayonnement, l'énergie rayonnée réfléchie est proportionnelle à la température du corps, objet de la mesure. L'appareil de la figure 12.10 comporte une entrée pour sonde externe.

Sur le marché, on dispose de transmetteur de signal, module électronique permettant de convertir la température mesurée par une sonde passive en un signal de sortie 4 à 20 mA par exemple (figure 12.11).



Figure 12.11 Transmetteur de signal (Doc. Kimo)

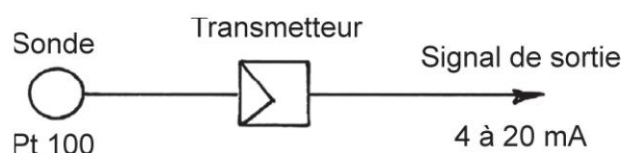


Figure 12.12 Raccordement de principe du transmetteur de la figure 12.11

12.4 Mesure de l'hygrométrie relative

L'hygrométrie relative est souvent imposée dans des valeurs précises. La mesure et le contrôle de l'hygrométrie relative s'imposent donc souvent. Les capteurs d'hygrométrie fonctionnent par :

- variations dimensionnelles avec l'hygrométrie relative d'un ruban synthétique,
- variation de l'impédance d'un capteur capacitif.

L'hygrométrie variant, la longueur du ruban synthétique (repère « 1 ») est modifiée, le curseur du potentiomètre (repère « 2 ») se déplace ce qui provoque la variation de la résistance entre les bornes **B** et **M** (figure 12.13). Il y a donc corrélation entre l'hygrométrie relative et la valeur ohmique entre les bornes « **B** » et « **M** ».

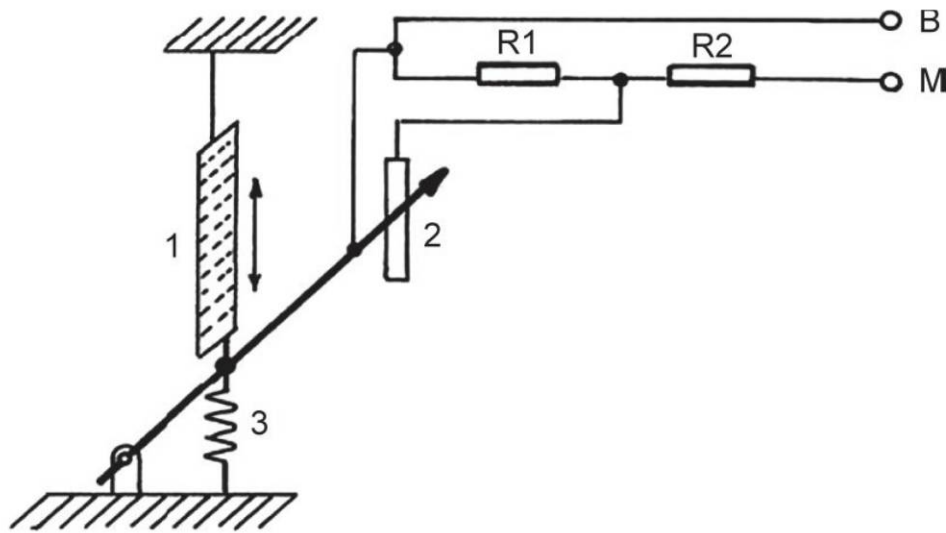


Figure 12.13 Exemple de sonde passive à ruban synthétique

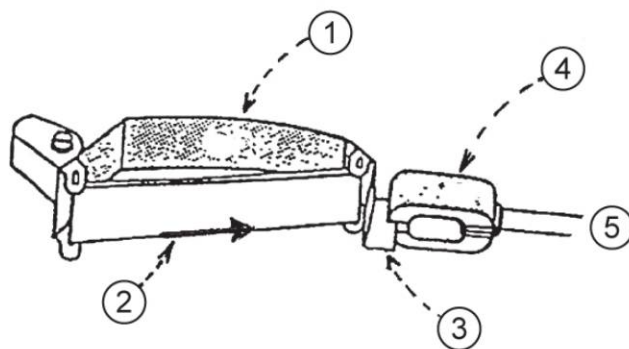


Figure 12.14 Exemple de sonde active à ruban synthétique

1 : lamelle d'acier faisant ressort ; **2** : ruban synthétique sensible à l'hygrométrie ; **3** : palette en fer doux ; **4** : tore magnétique ; **5** : enroulement dont l'impédance varie.

Si l'hygrométrie relative augmente le ruban synthétique s'allonge, la palette s'engage dans l'entrefer, l'impédance de la bobine augmente et réciproquement. Ce capteur produit une tension proportionnelle à l'hygrométrie relative (figure 12.14).

Les caractéristiques du capteur d'hygrométrie de la figure 12.15 sont :

- ▶ Sorties possibles : 0 à 10 V ou 4 à 20 mA.
- ▶ Plage de mesure : 0 à 100 %.
- ▶ Peut être alimenté en continu ou en alternatif.



Figure 12.15 Capteur d'hygrométrie de type capacitif (Doc. Kimo)

12.5 Mesure de la vitesse

Différents moyens permettent la mesure de vitesse :

- ▶ Capteur à hélice. La vitesse de rotation d'une hélice placée dans un flux d'air est proportionnelle à la vitesse de l'air, laquelle est donnée en lecture directe.
- ▶ Capteur à fil chaud. La mesure de la vitesse est basée sur le principe d'un fil chaud maintenu en équilibre thermique.

- Tube de Pitot. Certains appareils raccordés à un tube de Pitot configuré pour mesurer une pression dynamique donnent la vitesse en lecture directe.



Figure 12.16 Anémomètre pouvant mesurer la vitesse avec une hélice ou un fil chaud (Doc. Kimo)

12.6 Mesure et calcul des débits

Le débit d'air résulte du produit d'une vitesse par une section.

$Q_v = \text{vitesse} \times \text{section}$, en m^3/s .

Débit dans une gaine :

La vitesse de l'air dans les gaines n'est pas homogène (figure 12.17). La vitesse moyenne dans une gaine résulte de la moyenne arithmétique de plusieurs mesures. Le nombre et l'emplacement des mesures dépend le la

forme et des dimensions de la gaine. Ces mesures font l'objet de méthodologies précises.

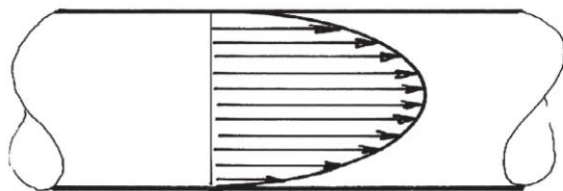


Figure 12.17 Représentation des vitesses dans une gaine

Débit d'air aux bouches de reprise ou de soufflage :

Il existe différentes méthodes de mesures des débits aux bouches. L'une d'elle utilise un cône pour anémomètre (figure 12.18).

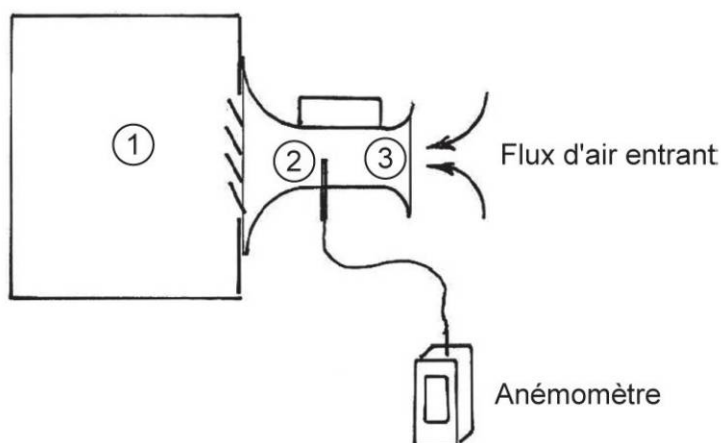


Figure 12.18 Exemple de mesurage de débit d'air à partir d'anémomètre à fil chaud et de cône

1 : gaine d'aspiration ; **2** : sonde de mesure à fil chaud ; **3** : cône de mesure de débit disposé sur une bouche de reprise.

Chaque cône de mesure est garanti par un coefficient « **K** ».

Hypothèse :

Vitesse indiquée par l'anémomètre : 5 m/s.

Coefficient « **K** » spécifique du cône de mesure : 50.

Débit = vitesse $\times$ K = 5 $\times$ 50 = 250 m³/h.

Remarques

Les fabricants donnent souvent différentes méthodologies de mesure permettant de déterminer le débit de leurs bouches.

12.7 Mesure de la vitesse de rotation

Tous les paramètres d'un ventilateur sont dépendants de sa vitesse de rotation. À partir de la connaissance de 2 paramètres de fonctionnement, il est possible de situer le point de fonctionnement sur l'abaque du ventilateur correspondant. Lorsqu'on modifie la vitesse de rotation d'un ventilateur afin d'augmenter le débit, il faut tenir compte du fait que la puissance absorbée varie avec la puissance trois de la variation de la vitesse. Si on ne souhaite pas surcharger dangereusement le moteur, il convient de contrôler précisément la vitesse maximale admissible.

La mesure des vitesses s'effectue à l'aide d'un compte-tours appelé tachymètre. Elle peut être effectuée par contact ou de façon optique (figure 12.19).



Figure 12.19 Exemple de tachymètre à mesure optique ou par contact

On dispose actuellement d'appareils multifonctions permettant la mesure de la plupart des grandeurs physiques utiles au climaticien (figure 12.20).



Figure 12.20 Exemple d'appareil multifonction (Doc. Kimo)

12.8 Comptage d'énergie

L'énergie devenant rare et chère, le comptage de l'énergie rentre largement dans les mœurs. Le comptage de l'énergie a 2 rôles principaux :

- ▶ Permettre la facturation de l'énergie aux consommateurs d'eau chaude ou d'eau glacée.
- ▶ Assurer le suivi des consommations afin d'en maîtriser les évolutions pour permettre une optimisation des équipements.

L'énergie consommée tient compte des paramètres suivants :

- ▶ le débit,
- ▶ les écarts de température,
- ▶ le fluide,
- ▶ le temps.

$$P = Q_m \times C \times \Delta\theta.$$

Q_m : débit massique en kg/s ; C : chaleur massique du fluide en kJ/(kg.°C) ;
 $\Delta\theta$: écart de température en °C.

$$P = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{C}} \times ^\circ\text{C} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

Un compteur d'énergie doit donc mesurer un débit, un écart de température et intégrer le temps(figure 12.21).



Figure 12.21 Exemple de compteur d'énergie (Doc. Sappel)

La sonde aller est directement plongée dans la partie hydraulique du compteur, l'installation est donc simplifiée, un seul doigt de gant suffit (figure 12.22).

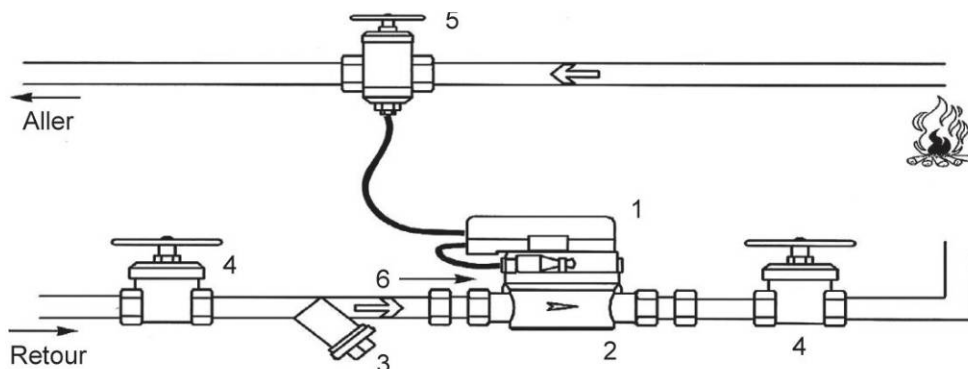


Figure 12.22 Installation du compteur d'énergie (Doc. Sappel)

1 : Calculateur ; **2** : Mesureur ; **3** : Filtre ; **4** : Vanne d'isolement ; **5** : Sonde aller ; **6** : Sonde retour.

12.9 Contrôle de la qualité de l'air

12.9.1 Contrôle de la teneur en monoxyde de carbone (CO)

Le CO est un gaz particulièrement toxique dont il convient de contrôler la présence et la concentration dans une ambiance confinée.

Le contrôle de la teneur en monoxyde de carbone est donc essentiellement effectué dans un but de sécurité.

Au-delà d'un seuil donné, il peut y avoir enclenchement d'alarmes sonores, visuelles, émission de messages, enclenchement d'extracteur d'air, etc.

- ▶ Principe du capteur : cellule électrochimique (figure 12.23).
- ▶ Plage de mesure : **0 à 500 ppm**. Cette plage de mesure est configurable en fonction des besoins (figure 12.24). Cette configuration peut être effectuée par switch, par clavier ou par logiciel.
- ▶ Signaux de sortie : $2 \times 4-20$ mA ou $2 \times 0-20$ mA ou $2 \times 0-5$ V ou $2 \times 0-10$ V.



Figure 12.23 Exemple de capteur transmetteur de la teneur en monoxyde de carbone et de la température (Doc. Kimo)

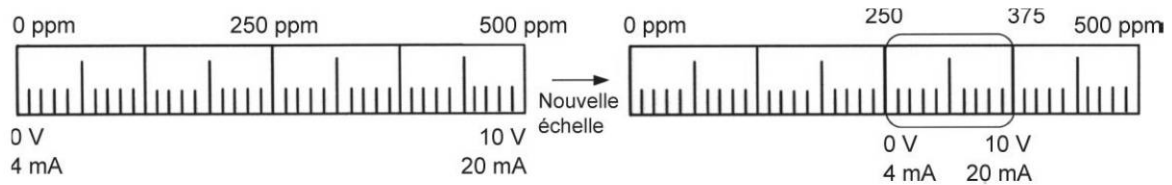


Figure 12.24 Exemple de configuration de plage de mesure pour le CO (Doc. Kimo)

12.9.2 Contrôle de la teneur en dioxyde de carbone (CO₂)

Dans le domaine du génie climatique, le contrôle de la teneur en dioxyde de carbone se fait principalement dans un but d'économie d'énergie.

Il est de plus en plus fréquent d'adapter la ventilation de différents locaux au taux de CO₂. En effet, il y a une corrélation entre le taux d'occupation et la teneur en CO₂ de l'air.

- ▶ Principe du capteur : cellule infrarouge (figure 12.25).
- ▶ Plage de mesure : **0 à 5 000 ppm**. Cette plage de mesure est configurable en fonction des besoins (figure 12.26).
- ▶ Signaux de sortie : 2 × 4-20 mA ou 2 × 0-20 mA ou 2 × 0-5 V ou 2 × 0-10 V.



Figure 12.25 Exemple de capteur transmetteur de la teneur en dioxyde de carbone et de la température (Doc. Kimo)

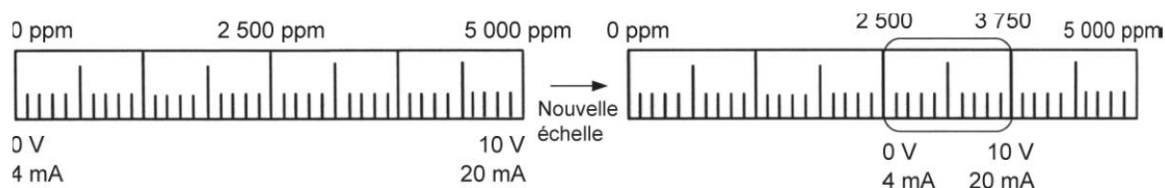


Figure 12.26 Exemple de configuration de la plage de mesure pour le CO₂ (Doc. Kimo)

12.10 Centrale d'acquisition

Pour améliorer et faciliter le suivi et la maintenance des installations en génie climatique, on a de plus en plus recours aux centrales d'acquisition (figure 12.27), lesquelles permettent le suivi au fil de l'eau des différentes grandeurs physiques concernant un site. Les différentes mesures peuvent par ailleurs être mises en mémoire, imprimées, archivées, etc.

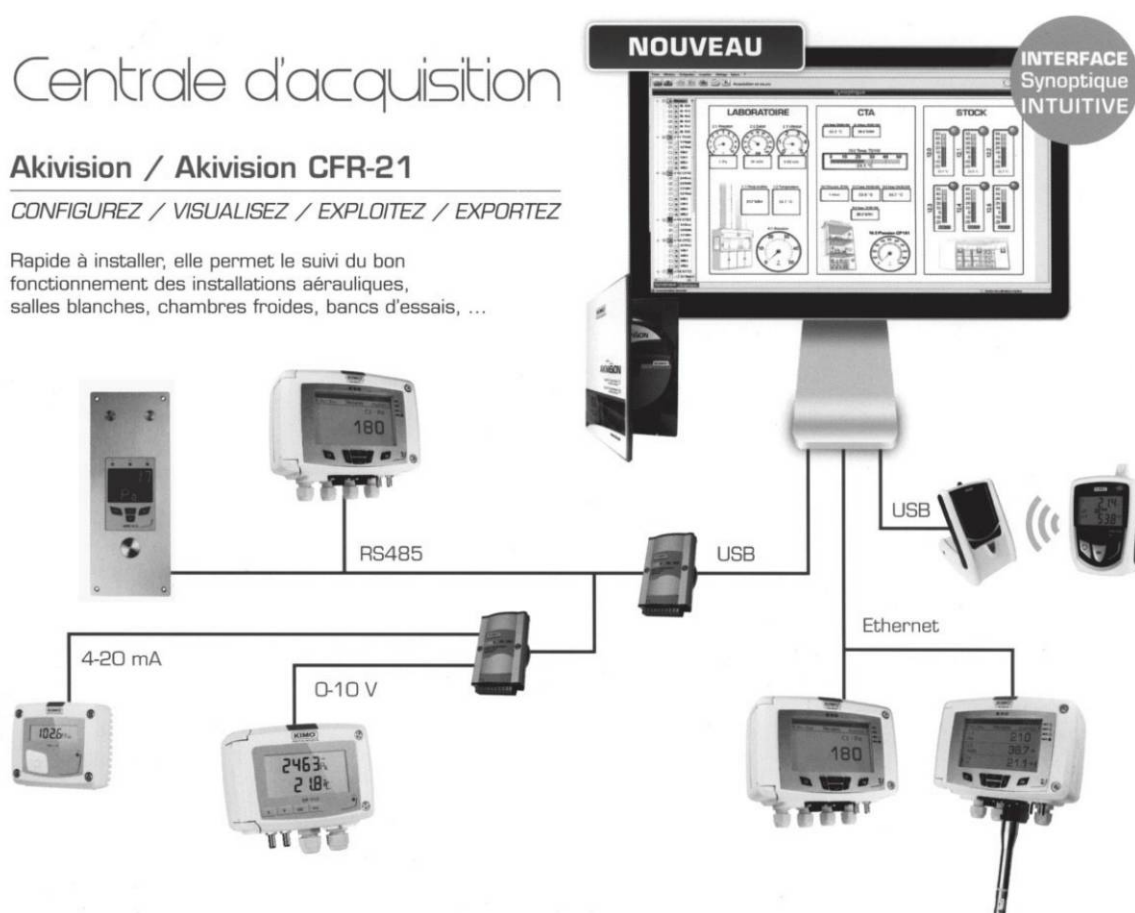


Figure 12.27 Exemple de centrale d'acquisition (Doc. Kimo)

13

Pratique des installations de traitement d'air

Étant donné la très grande diversité des systèmes de climatisation sur les plans des applications, des technologies et des puissances, nous n'aborderons ici que les petites machines : climatiseur monobloc, climatiseurs à éléments séparés, armoire de climatisation.

13.1 Vérifications avant mise en route

13.1.1 Vérifications hydrauliques (en condensation à eau perdue)

- ▶ S'assurer que la pression et le débit disponibles sont en adéquation avec l'équipement de traitement d'air installé.
- ▶ Contrôler le sens de montage des différents accessoires (vannes, filtres...).
- ▶ S'assurer de l'évacuation normale de l'eau de condensation.
- ▶ Contrôler l'étanchéité du circuit.

13.1.2 Vérifications aérauliques

- ▶ S'assurer de la libre rotation des différentes roues ou hélices.
- ▶ S'assurer du maniement aisé des déflecteurs sur les unités intérieures.
- ▶ S'assurer que rien n'entrave la circulation de l'air.

13.1.3 Vérifications électriques

- ▶ S'assurer de l'adéquation entre la tension du réseau et la tension d'alimentation normale des différents récepteurs.
- ▶ S'assurer du couplage normal des différents moteurs.
- ▶ S'assurer qu'il existe au moins une protection différentielle en tête de ligne.
- ▶ Dans le cas de disjoncteurs différentiels en cascade, s'assurer de la sélectivité.
- ▶ S'assurer que tous les raccordements « terre » soient correctement effectués.
- ▶ S'assurer de la plage et du réglage des différents relais thermiques.
- ▶ Contrôler le calibre des fusibles et leur type.
- ▶ S'assurer du serrage correct de toutes les bornes.
- ▶ S'assurer du niveau d'isolement entre les masses et les conducteurs actifs.

13.1.4 Vérifications mécaniques

- ▶ S'assurer de la fixation correcte de tous les appareils.
- ▶ Contrôler les alignements volant-poulie.
- ▶ Contrôler la tension des courroies.
- ▶ S'assurer de la désolidarisation des machines tournantes vis-à-vis des châssis à partir de dispositifs antivibratiles.

13.1.5 Vérifications de la batterie froide

- ▶ S'assurer de l'évacuation des condensats.
- ▶ S'assurer du calorifugeage de toutes les tuyauteries sujettes à condensation.

13.1.6 Vérifications de la batterie extérieure

- ▶ S'assurer de la libre circulation de l'air autour de l'unité extérieure, un espace libre d'un mètre et demi est conseillé à la périphérie de cette unité extérieure.
- ▶ S'assurer de l'évacuation des condensats (dans l'hypothèse de machines réversibles).

13.1.7 Vérifications de la régulation

- ▶ S'assurer du raccordement correct de toutes les sondes, de leur bon emplacement, de leur plage de fonctionnement et de leur type).
- ▶ Contrôler la configuration correcte des différents régulateurs : shunts, commutateurs, etc.

13.1.8 Vérifications du circuit frigorifique

- ▶ S'assurer que les blocages mécaniques nécessaires au transport soient démontés.
- ▶ Contrôler la position des différentes vannes (vanne BP, vanne HP, vanne de départ liquide, etc.).
- ▶ Contrôler le niveau d'huile (si présence de niveau d'huile).
- ▶ Contrôler la mise en place correcte de la résistance de carter.
- ▶ Contrôler les pressions à l'arrêt.

Remarque

Cette liste est loin d'être exhaustive, elle ne concerne que les petites machines. La plupart des matériels actuels sont accompagnés de fiches de contrôles et de relevés qu'il est nécessaire de remplir pour que la garantie soit validée.

Dans ces contrôles, ce qui importe, c'est la méthodologie : il convient de vérifier chaque domaine séparément... sous peine de faire des impasses.

Lors des mises en route, il est fâcheux de provoquer une disjonction électrique générale, d'émettre des odeurs de brûlé ou d'entendre un bruit important... complètement inattendu !

13.2 Vérifications pendant la mise en route

Chaque équipement étant spécifique, la méthodologie et la chronologie des contrôles sont particuliers.

13.2.1 Vérifications de la régulation

D'une manière générale, le technicien doit dans tous les cas contrôler les possibilités offertes à partir du coffret de régulation, des régulateurs et/ou des télécommandes :

- ▶ Enclencher les différentes vitesses de ventilation.
- ▶ En modifiant le point de consigne du thermostat ou du régulateur, vérifier la coupure et l'enclenchement du compresseur (tenir compte des temporisations).
- ▶ Dans le cas de systèmes réversibles, créer des écarts négatifs entre la mesure et la consigne afin d'enclencher le chauffage thermodynamique.
- ▶ Contrôler les différentes possibilités offertes (régime nuit par exemple).

13.2.2 Vérifications aérauliques

- ▶ S'assurer du sens de rotation correct des différents ventilateurs.
- ▶ Procéder au réglage des déflecteurs pour avoir une bonne diffusion de l'air, contrôler les portées, rechercher l'effet Coanda sur les parois.
- ▶ S'assurer du montage et de la perte de charge du filtre.

13.2.3 Vérifications électriques

- ▶ Contrôler les tensions, les intensités absorbées.
- ▶ S'assurer de l'adéquation des réglages des relais thermiques avec les intensités absorbées.

13.2.4 Vérifications frigorifiques

- ▶ Vérifier les pressions de fonctionnement.
- ▶ Contrôler la surchauffe, le sous-refroidissement.
- ▶ Contrôler le niveau d'huile.
- ▶ Contrôler les écarts de température en marche stabilisée. En refroidissement, l'écart doit être compris entre de **8 et 12 °C**. En chauffage thermodynamique, l'écart doit être compris entre **12 et 20 °C**.
- ▶ Dans le cas de condensation à eau perdue, s'assurer de la fermeture de la vanne à eau pressostatique à l'arrêt ainsi que de l'écart de température sur l'eau en marche stabilisée : $\Delta\theta \geq 10\text{ °C}$.
- ▶ S'assurer de la mise sous tension de la résistance de carter le compresseur étant à l'arrêt.

Remarques sur les pressions relevées à l'arrêt :

Les pressions relevées à l'arrêt donnent de précieux renseignements... il serait dommage de ne pas les exploiter !

Rappel de physique :

Dans une machine frigorifique, le fluide se trouve alternativement dans les états physiques suivants :

- ▶ état gazeux,
- ▶ état liquide,
- ▶ état saturant (le liquide est en présence de sa vapeur).

L'état saturant est un état particulier en ce sens qu'une relation pression/température est spécifique à chaque fluide pur ou à chaque mélange azéotropique.

Exemple :

Considérons un manomètre monté sur une bonbonne de fluide R 134 a dans une ambiance à **+55 °C** (figure 13.1), si ce manomètre indique **14 bar** (relatif), nous sommes en présence de fluide saturant (mélange liquide + vapeur).

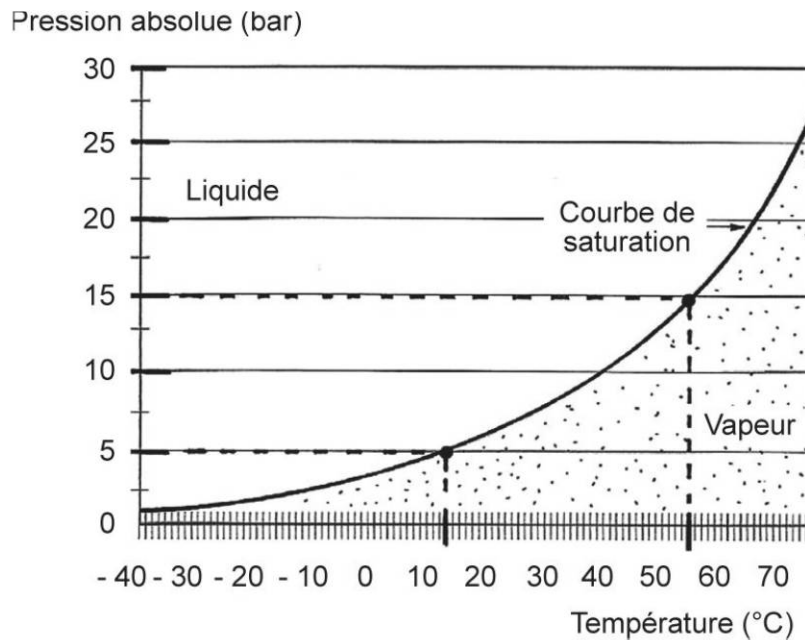


Figure 13.1 Relation entre la pression et la température du R 134 a (fluide pur)

Si le manomètre indique une pression inférieure à **14 bar**, nous sommes en présence de vapeur (il n'y a pas la moindre trace de liquide).

Dernière hypothèse, le manomètre indique **20 bar**, nous sommes alors en présence d'un mélange, la bonbonne contient un fluide parasite (air ou azote en général).

Pour être très pratique, nous nous baserons sur une armoire de climatisation fonctionnant au **R 134 a**. Cette armoire est à l'arrêt depuis longtemps de sorte qu'elle est en équilibre thermique avec l'environnement qui est à **20 °C**.

La détente est réalisée à partir d'un détendeur thermostatique à pression externe. Cette armoire est à condensation par air et la température du condenseur est également de **20 °C**.

Les manomètres offrent 4 possibilités de lecture :

Hypothèse n° 1 :

Un manifold est raccordé sur les vannes de service basse et haute pression.

Le manomètre basse pression indique **20 °C** ou **4,7 bar** (relatif).

Le manomètre haute pression indique les mêmes valeurs.

La relation pression température s'applique ici, nous sommes donc en présence de fluide saturant dans toute l'installation.

Dans la figure 13.2, l'état physique du fluide est représenté par le point repéré « 1 ». Ce cas correspond aux petites installations qui sont mises à l'arrêt sans tirage au vide partiel.

Hypothèse n° 2 :

Le manomètre haute pression indique **20 °C** soit **4,7 bar** (relatif) et le manomètre basse pression indique **-20 °C** soit **0,33 bar** (relatif).

La partie haute pression contient un fluide saturant, le point « 1 » est le point figuratif correspondant sur la figure 13.2.

La partie basse pression contient du fluide en phase gazeuse (sans la moindre trace de liquide !), le point « 3 » est le point figuratif correspondant.

Ce cas de figure est le plus fréquent en installation simple, la mise à l'arrêt se faisant très souvent par un tirage au vide partiel.

Hypothèse n° 3 :

Le manomètre haute pression indique **3,15 bar** (relatif) ou **+ 10 °C** et le manomètre basse pression indique **-20 °C**.

Le point figuratif du fluide haute pression correspond au repère « 2 » et le point figuratif du fluide basse pression correspond au repère « 3 », ces 2 points sont bien dans la zone « État vapeur ».

Le manque de charge est évident, il convient alors de rechercher les fuites et de procéder ensuite au tirage au vide et à la charge.

Hypothèse n° 4 :

Le manomètre haute pression indique **6,7 bar** (relatif) soit **30 °C** et le manomètre basse pression indique **-20 °C**.

La haute pression est anormalement élevée, elle devrait être au maximum de **4,7 bar** (relatif), la température étant de **20 °C**.

Le point figuratif du fluide haute pression correspond au repère « 4 » sur la figure 13.2.

Les 2 bar de surpression correspondent à la présence d'un fluide parasite (air ou azote le plus souvent).

La basse pression à **0,33 bar** (relatif) correspondant à -20°C signifie que l'arrêt correspond à un tirage au vide partiel.

Remarque

Les incondensables sont emprisonnés du côté haute pression exclusivement avec ce type d'installation.

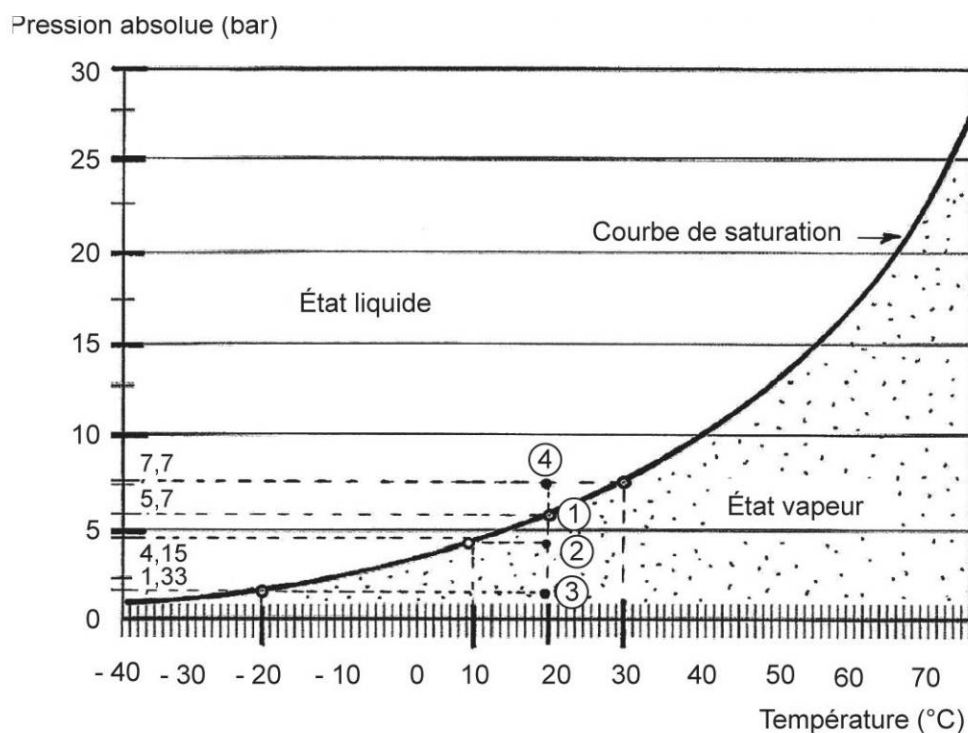


Figure 13.2 Relation pression température du R 134 a avec les différentes possibilités de pressions à l'arrêt

13.3 Dépannage

13.3.1 Dépannage électrique

Le personnel doit avoir une habilitation électrique pour ce type d'intervention. Il doit prendre toutes les précautions individuelles nécessaires à une intervention sous tension :

- ▶ gants isolants,
- ▶ lunettes de protection,
- ▶ tapis de sol isolant, etc.

Un dépannage électrique classique s'effectue généralement sous tension à l'aide d'un voltmètre.

Prenons l'exemple d'un relais hors tension, il convient de rechercher la cause du dysfonctionnement. Dans la figure 13.3, le voltmètre est connecté entre L1 et N et il indique une tension.

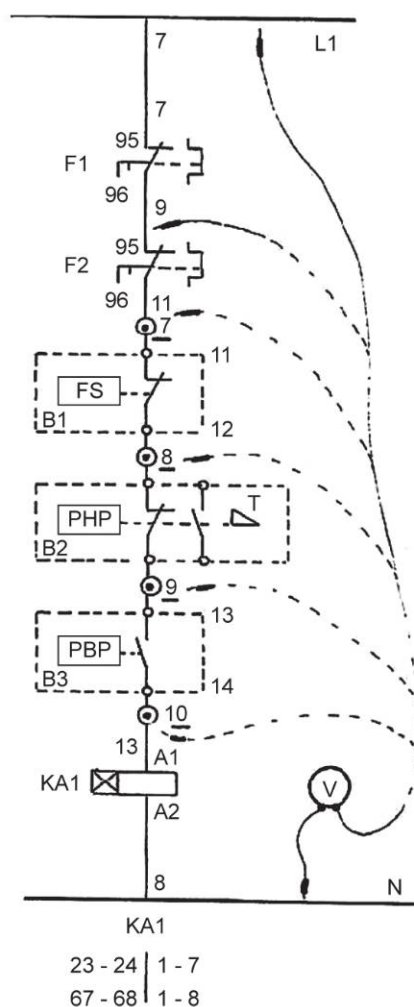


Figure 13.3 Méthodologie de la recherche de panne sur un circuit de commande

On maintient un cordon sur le neutre et on déplace progressivement l'autre cordon sur le conducteur repéré « 9 » puis sur les bornes repérées « 7 », « 8 », « 9 » puis « 10 ».

La tension est « effective » jusqu'en « 9 » puis disparaît en « 10 », le circuit est donc interrompu entre les bornes 9 et 10.

Cette méthodologie de recherche de panne est tout à fait efficace si on opère méthodiquement.

Méthodologie de dépannage d'un circuit de commande complet :

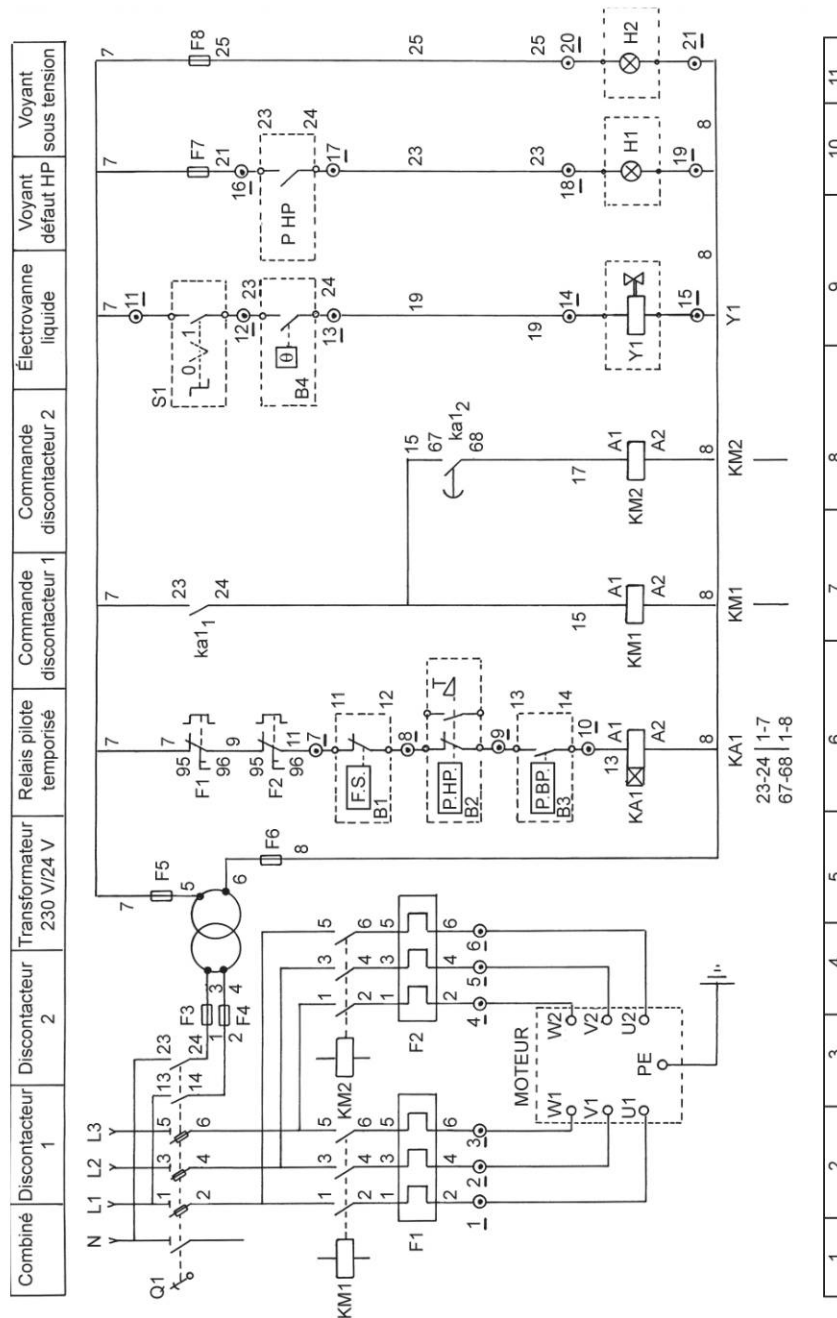


Figure 13.4 Schéma électrique d'une installation de traitement de l'air (puissance et commande)

Dans l'hypothèse d'un dysfonctionnement de l'installation de la figure 13.4, il convient de procéder selon les étapes suivantes pour rechercher la panne :

- ▶ contrôler les tensions en amont du combiné général Q1,
- ▶ enclencher le combiné général,
- ▶ contrôler les tensions en aval du combiné général Q1,
- ▶ contrôler la tension en aval des fusibles de commande,
- ▶ contrôler la tension en aval du transformateur.

Si à ce stade les tensions sont correctes, il faut contrôler chaque circuit de commande méthodiquement, comme indiqué précédemment.

13.3.2 Dépannage frigorifique

Lorsqu'une machine en fonctionnement a des performances insuffisantes, le moyen le plus fiable et sans doute le plus rapide pour établir un diagnostic consiste dans le fait d'effectuer quelques relevés et mesures appropriés. Il convient ensuite de comparer les valeurs pratiques de l'installation avec les valeurs théoriques de fonctionnement d'une telle machine en ordre normal de marche.

Chaque machine, en fonction des fluides, des puissances, de l'application, a des valeurs spécifiques de fonctionnement.

Le tableau 13.1 donne un exemple de comparaison entre les valeurs réelles et les valeurs théoriques se rapportant à une armoire de climatisation à condensation par air.

Tableau 13.1 Valeurs théoriques d'une armoire de climatisation à condensation par air

ÉVAPORATEUR			
	Valeurs réelles	Valeurs théoriques	Remarques
Surchauffe		3 à 8 °C	
$\Delta\theta$ air		6 à 12 °C	
$\Delta\theta$ entrée de l'air et évaporation		10 à 20 °C	
Pincement		6 à 12 °C	

CONDENSEUR			
	Valeurs réelles	Valeurs théoriques	Remarques
Sous-refroidissement		3 à 8 °C	
$\Delta\theta$ air		4 à 10 °C	
$\Delta\theta$ entrée de l'air et condensation		12 à 20 °C	
Pincement		6 à 10 °C	

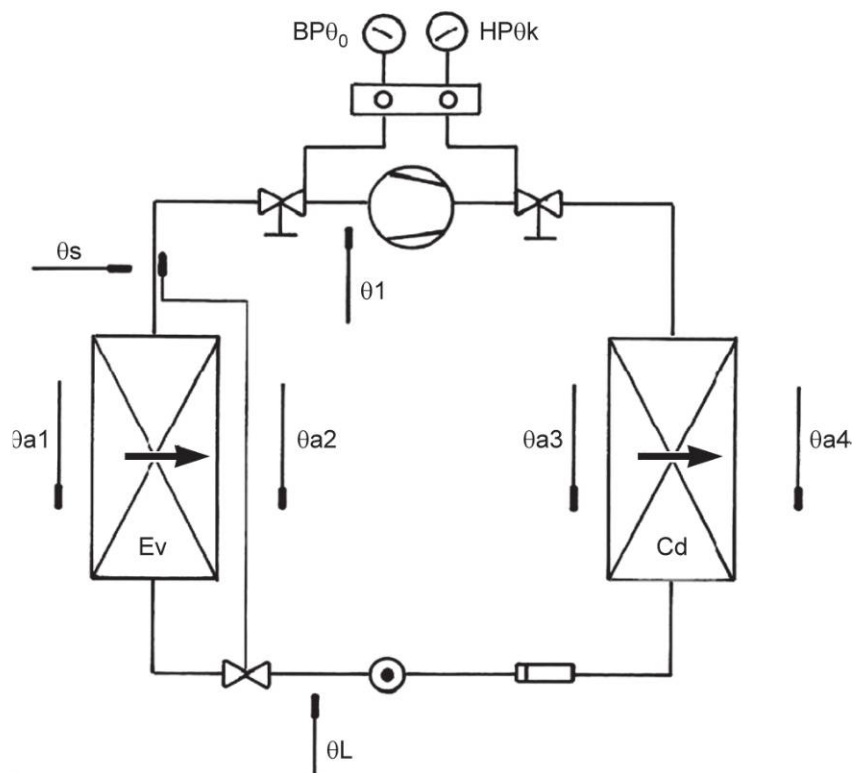


Figure 13.5 Points de mesure et relevés spécifiques d'une machine frigorifique simple

θ_{a1} : température d'entrée de l'air à l'évaporateur ; **θ_{a2}** : température de sortie de l'air de l'évaporateur ; **θ_{a3}** : température d'entrée de l'air au condenseur ; **θ_{a4}** : température de sortie de l'air du condenseur ; **θ_1** : température du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur ; **θ_L** : température du fluide frigorigène à l'entrée du détendeur ; **θ_s** : température du fluide frigorigène au bulbe du détendeur ; **θ_0** : température d'ébullition du fluide frigorigène ; **θ_k** : température de condensation ; **BP** : basse pression ; **HP** : haute pression.

La figure 13.5 donne le schéma de principe d'une installation à condensation par air.

La surchauffe est l'écart entre θ_1 et θ_0 .

Le sous-refroidissement est l'écart entre θ_k et θ_L .

Le pincement (à l'évaporateur) est l'écart entre θ_{a2} et θ_0 .

Le pincement (au condenseur) est l'écart entre θ_k et θ_{a4} .

À partir de relevés, il est possible de tracer le cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique. Le cycle sur diagramme enthalpique permet le calcul précis de la puissance frigorifique, ces calculs peuvent s'avérer nécessaires en cas de litiges sur les performances de la machine (figure 13.6).

Lors d'intervention sur un équipement comportant une installation frigorifique, l'un des premiers contrôles consiste dans le fait de s'assurer de la qualité de la charge en fluide frigorigène.

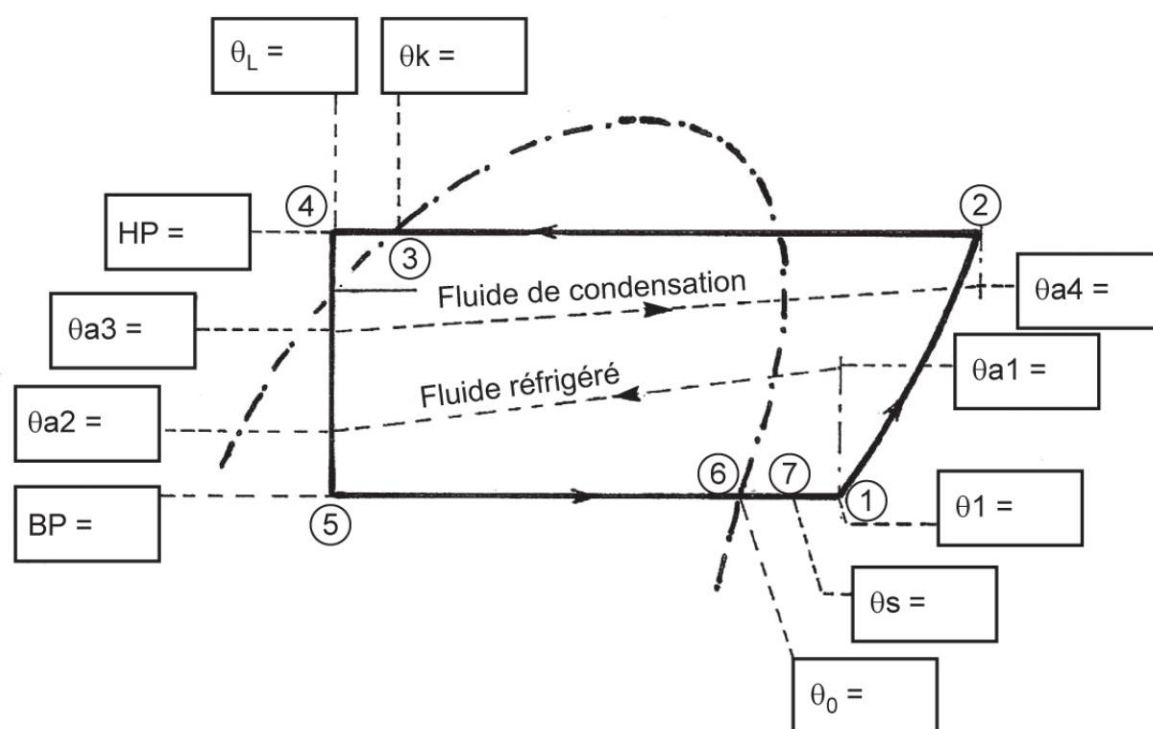


Figure 13.6 Exemple de cycle sur diagramme enthalpique avec les principales grandeurs caractéristiques

Dans un premier temps, il convient de contrôler la surchauffe. La température d'évaporation est alors relevée sur le manomètre basse pression (θ_0) et la température du fluide à l'aspiration du compresseur (θ_1) est mesurée par un thermomètre à sonde de contact. La différence entre ces 2 températures donne la valeur de la surchauffe.

Tableau 13.2 Exemples de relevés de températures

Conditions de marche (°C)	S/R (°C)	S/C (°C)	Remarques
40 ; 36 ; 8 ; 13	4	5	Charge correcte
35 ; 34 ; 0 ; 14	1	14	Manque de charge
50 ; 38 ; 10 ; 12	12	2	Excès de charge

Il convient ensuite de contrôler le sous-refroidissement. La température de condensation est alors relevée sur le manomètre haute pression (θ_k) et la température du fluide frigorigène liquide (θ_L) est mesurée en amont du détendeur par un thermomètre de contact. La différence entre ces 2 températures donne le sous-refroidissement.

La première valeur correspond à la température de condensation (θ_k relevée sur le manomètre HP). La seconde valeur correspond à la température mesurée en amont du détendeur (θ_L).

La troisième valeur correspond à la température d'ébullition (θ_0) relevée sur le manomètre BP). La quatrième valeur correspond à la température du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur (θ_1).

Remarques sur les équipements actuels :

Beaucoup d'équipements actuels comportent un affichage des dysfonctionnements par code.

Exemple : affichage dans la fenêtre « défauts » du code « 100 ». La documentation du fabricant indique : code 100 = défaut haute pression.

Certaines machines peuvent comporter jusqu'à 50 codes défauts.

Cette aide au dépannage et à la maintenance permet un gain de temps très important lors des interventions.

Tableau 13.3 Principales conséquences d'un manque ou d'un excès de charge

Manque de charge	HP	Faible
	BP	Faible
	S/C	Élevée
	S/R	Faible
	C^t absorbé	Faible
Excès de charge	HP	Élevée
	BP	Légèrement supérieure à la normale
	S/C	Légèrement inférieure à la normale
	S/R	Élevé
	C^t absorbé	Élevé

13.4 Les conduites frigorifiques

Les tuyauteries doivent être étudiées et mises en œuvre pour éviter les 2 problèmes principaux suivants :

- ▶ pertes de charge excessives,
- ▶ retour d'huile inefficace.

13.4.1 Problème de pertes de charge

Les pertes de charge pénalisent les performances énergétiques des installations. Pour les limiter, il convient de choisir des sections de tuyauteries permettant des vitesses correctes. Lors de la mise en œuvre, il convient d'éviter toutes les singularités non indispensables (figures 13.7 et 13.8).

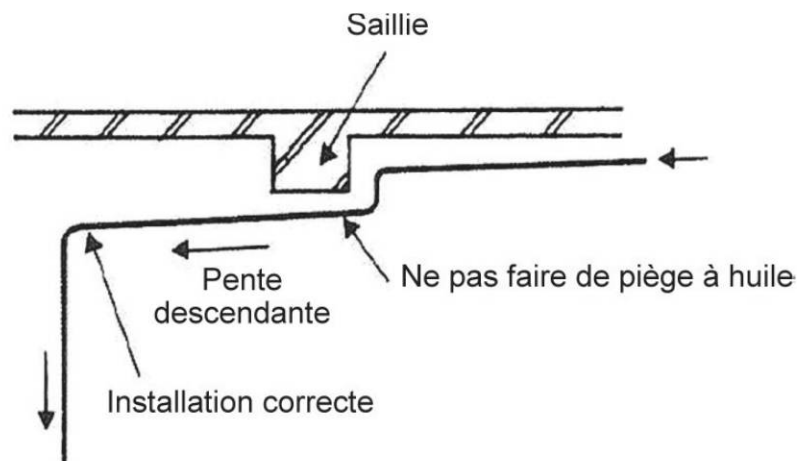


Figure 13.7 Mise en œuvre des tuyauteries frigorifiques : faible perte de charge

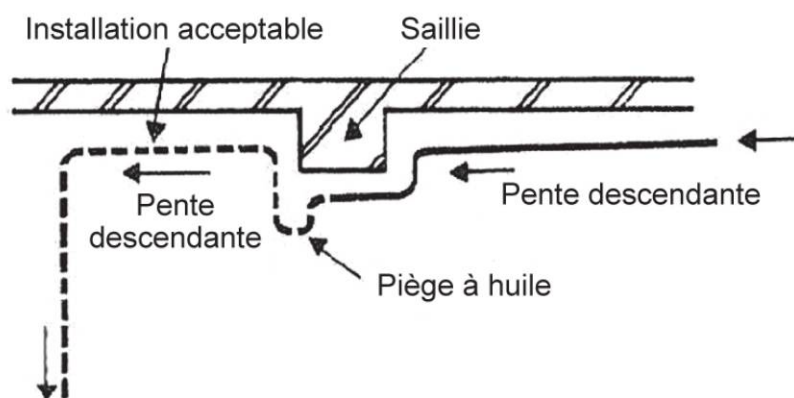


Figure 13.8 Mise en œuvre des tuyauteries frigorifiques : perte de charge élevée

13.4.2 Problèmes d'huile

L'huile a un rôle utile uniquement au niveau de la mécanique du compresseur. Partout ailleurs, son influence est négative. Il convient donc d'éviter autant que faire se peut la migration de l'huile en dehors du compresseur.

Dans un deuxième temps, l'huile qui est entraînée par le fluide frigorigène haute pression doit pouvoir réintégrer le compresseur. La migration en dehors du compresseur peut être limitée par la mise en place d'un séparateur d'huile.

Le retour de l'huile peut être facilité par des vitesses suffisantes dans la tuyauterie d'aspiration, par des pentes judicieuses, par des pièges à huile, etc. (figure 13.9 et 13.10).

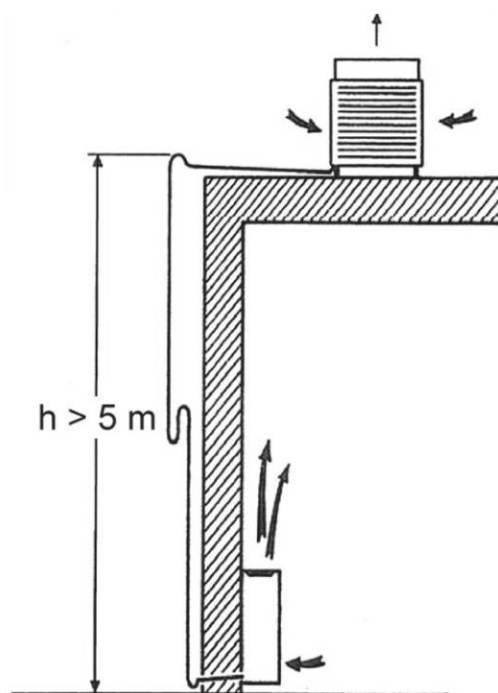


Figure 13.9 Exemple de tracé des canalisations d'aspiration, le groupe extérieur étant à un niveau supérieur à l'unité intérieure

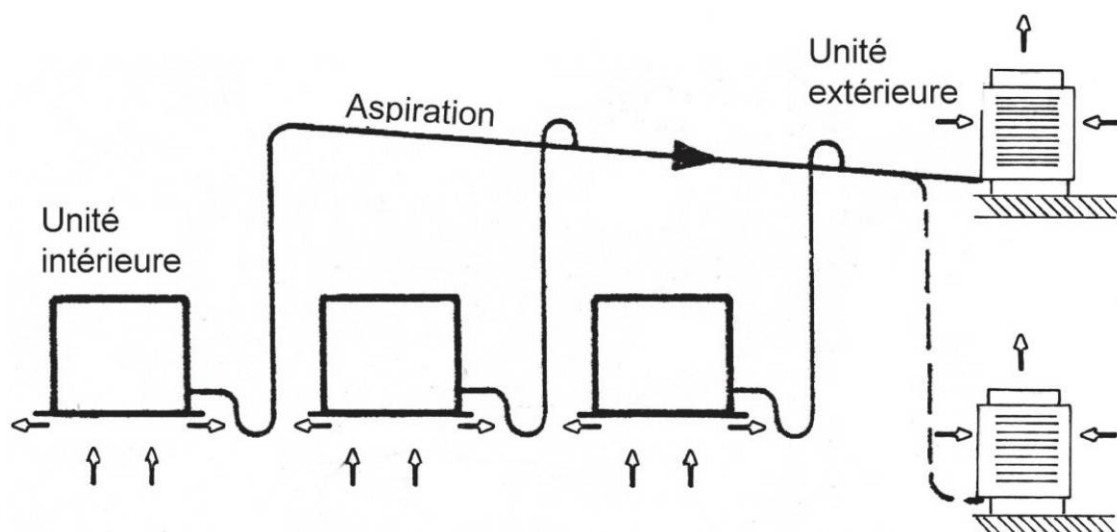


Figure 13.10 Exemple de tracé des canalisations d'aspiration, le groupe extérieur pouvant être à un niveau supérieur ou inférieur aux unités intérieures

13.5 Les vannes à eau pressostatiques

13.5.1 Généralités

Les vannes à eau s'utilisent en eau recyclée et en eau perdue. Lors de condensation à eau perdue, les vannes à eau sont de type « 2 voies » (figure 13.11).

Lors de condensation par eau recyclée, il est quelquefois fait usage de vannes à eau pressostatiques 4 voies (figure 13.12). L'intérêt de ce choix technologique est de garantir un point de fonctionnement de la pompe à peu près stable.

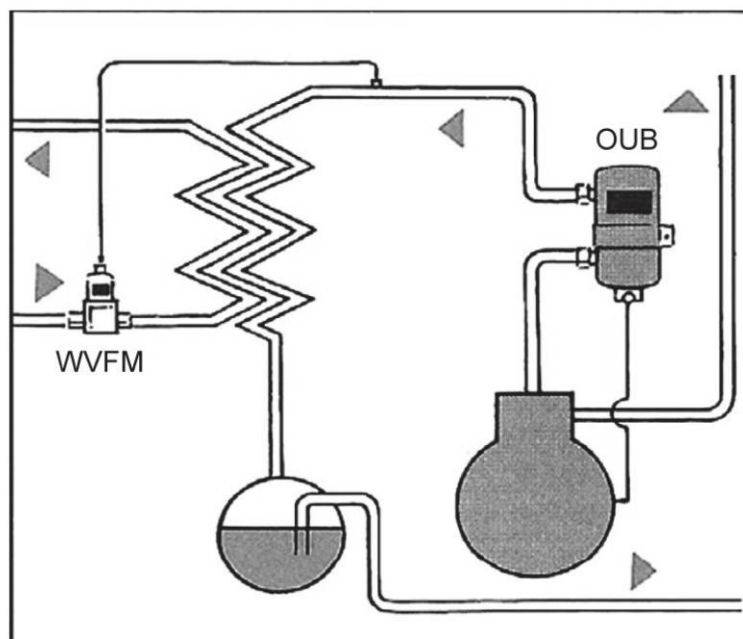


Figure 13.11 Contrôle de la haute pression par vanne à eau pressostatique (Doc. Danfoss)

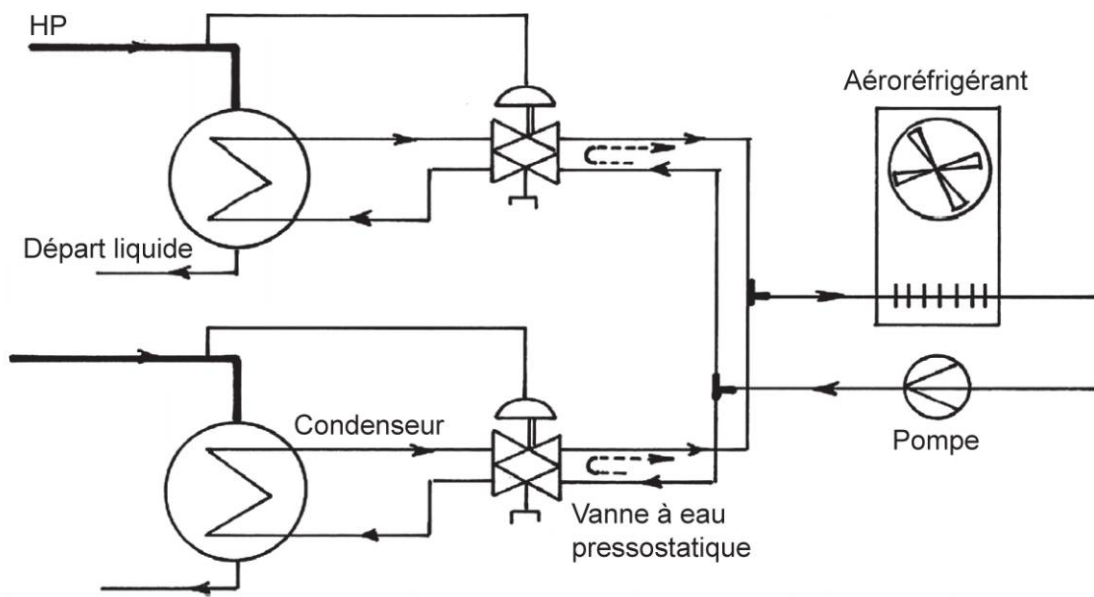


Figure 13.12 Schéma de principe de vannes à eau pressostatiques 4 voies

13.5.2 Montage

Les vannes à eau se montent généralement en amont du condenseur (pour les 2 voies). Il faut raccorder la vanne pressostatique à la haute pression par un tube de faible section afin que la pression pilote soit la plus stable possible.

La prise de pression s'effectue en aval du séparateur d'huile et à la partie haute de la tuyauterie haute pression. Il convient de respecter le sens de montage indiqué sur le corps de la vanne.

13.5.3 Sélection

Les critères de sélection sont :

- le débit d'eau nécessaire en m^3/h ,
- le fluide frigorigène utilisé : il en découle la pression normale de fonctionnement,
- la chute de pression dans la vanne (en bar).

Sur un corps de vanne, on trouve par exemple :

- ▶ PN 16 (pression nominale),
- ▶ DN 15 (diamètre nominal),
- ▶ $K_{vs} 2$: il s'agit du débit garanti pour une différence de pression de 1 bar. Dans le cas de cette vanne, le débit est de 2 m³/h pour une différence de pression de 1 bar.

13.5.4 Réglage

Les réglages peuvent se faire à partir de 2 approches différentes :

- ▶ régler en fonction d'un écart de température sur l'eau de condensation ;
- ▶ régler en fonction d'une haute pression.

Certains fabricants conseillent un réglage en fonction d'un écart de température sur l'eau de condensation. Cet écart conseillé peut varier de 5 à 20 °C.

Dans le cas d'une installation à eau recyclée, l'écart de température est généralement de 5 °C.

Il est aussi possible d'effectuer un réglage en s'imposant une haute pression donnée. Prenons l'exemple du R 404 A. On souhaite une haute pression correspondant à 40 °C (18 bar absolus).

Les vannes comportent une vis de réglage. La rotation de cette vis de réglage dans le sens des aiguilles d'une montre réduit généralement de débit d'eau : l'écart de température sur l'eau de condensation augmente de même que la haute pression.

Dans l'exemple de la figure 13.13, la rotation de la vis de réglage dans le sens des aiguilles d'une montre provoque une augmentation de la haute pression. La vanne fonctionne avec une hystérésis de 2 bar. Par exemple pour un réglage à 15 bar, la pleine ouverture se produit à 16 bar et la fermeture complète à 14 bar.

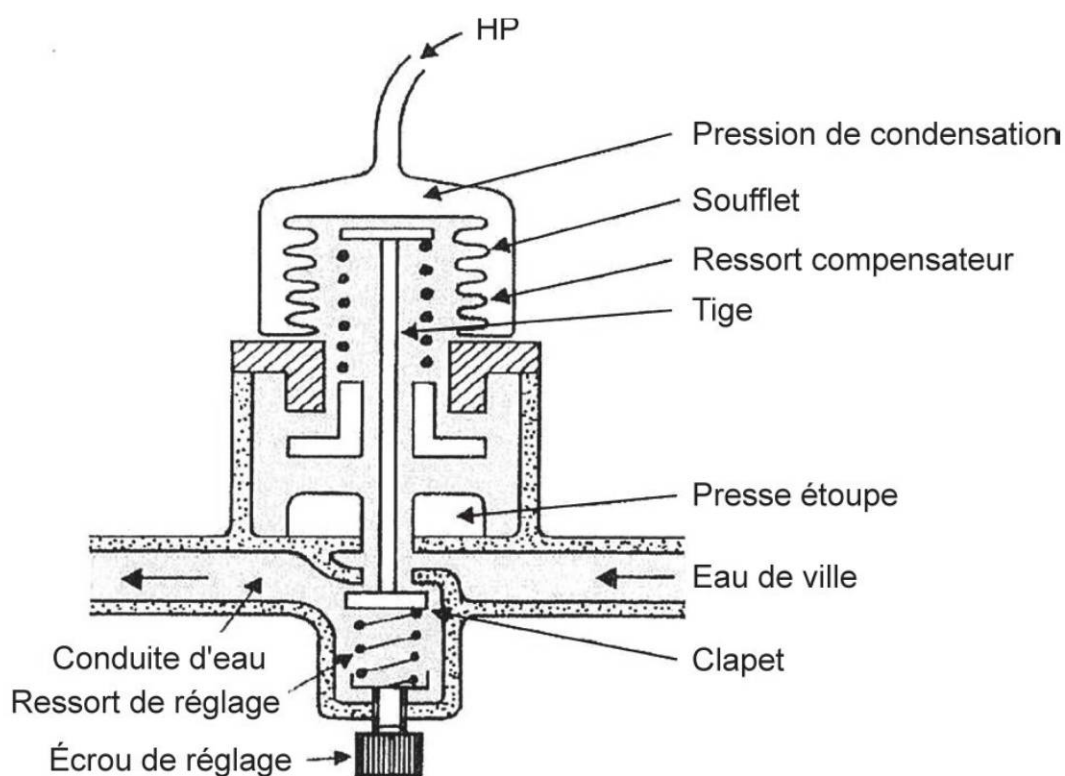


Figure 13.13 Vue en coupe d'une vanne à eau pressostatique

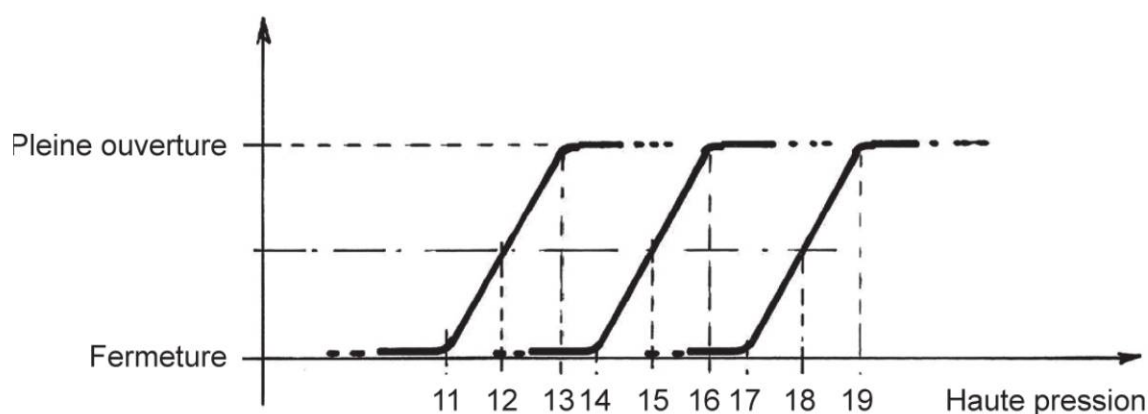


Figure 13.14 Exemple de courbes fonctionnelles de vannes à eau pressostatiques

13.6 Pannes

Ces vannes peuvent être l'objet de 2 principaux dérangements :

Inétanchéité à l'arrêt : Cette inétanchéité peut être due à une usure de l'ensemble siège clapet ou à un corps étranger entre le siège et le clapet.

Fuite de fluide frigorigène en cas de défaut du soufflet : Dans le cas de circuit fermé (aéroréfrigérant), on notera une remontée de la pression du circuit hydraulique. Dans le cas de circuit ouvert (condensation à eau perdue), le fluide frigorigène est évacué à l'égout avec l'eau de condensation. La fuite peut alors ne pas être évidente à localiser.

Lorsque la perte de fluide frigorigène est importante, il peut arriver une égalisation des pressions entre le circuit frigorifique et le circuit hydraulique permettant la migration de l'eau dans le circuit frigorifique.

La déshydratation indispensable du circuit frigorifique qui va en découler est une opération qui demande beaucoup de temps, elle est donc coûteuse.

Les teneurs en eau du fluide frigorigène s'expriment en **ppm** (parties par million).

Exemple du fluide frigorigène utilisé dans la figure 5.4, il s'agit du **R 407 C**.

Teneur en eau ≤ 10 **ppm** en poids.

14 Cas pratiques de pannes ou de problèmes en génie climatique

14.1 Cas pratique n° 1

Il s'agit de « casses » répétées de compresseurs.

■ Description succincte de l'installation

Centrale de traitement d'air comportant entre autres une section de filtres et une batterie froide à détente directe.

Le compresseur est de type semi-hermétique à pistons.

■ Problèmes

Quelque temps après la mise en route, la production de froid cesse, le compresseur étant en fonctionnement.

Le technicien d'intervention constate des pressions BP et HP identiques, le compresseur étant en fonctionnement. La vanne de service BP est mise en butée avant, la BP reste constante.

Il est diagnostiqué le « bris » des clapets. Le compresseur est remplacé et la remise en route effectuée.

Quelques temps après, même problème, même diagnostic, le compresseur est à nouveau remplacé et la remise en marche effectuée.

Le propriétaire de l'installation doutant des compétences de l'intervenant demande l'intervention d'un autre spécialiste.

■ Constatations et remèdes

Après un contrôle général de l'installation, il est tout simplement constaté un encrassement excessif du filtre à air.

L'évaporateur est alimenté par un détendeur thermostatique à pression externe.

Le filtre étant encrassé, le débit d'air est réduit, l'apport de chaleur devient insuffisant pour permettre le changement d'état physique complet du fluide frigorigène liquide en vapeur.

Le compresseur aspire alors un fluide saturant provoquant l'émulsion de l'huile. L'huile émulsionnée remplit le carter du compresseur et se trouve entraînée par le fluide frigorigène, ce qui provoque des coups de liquide.

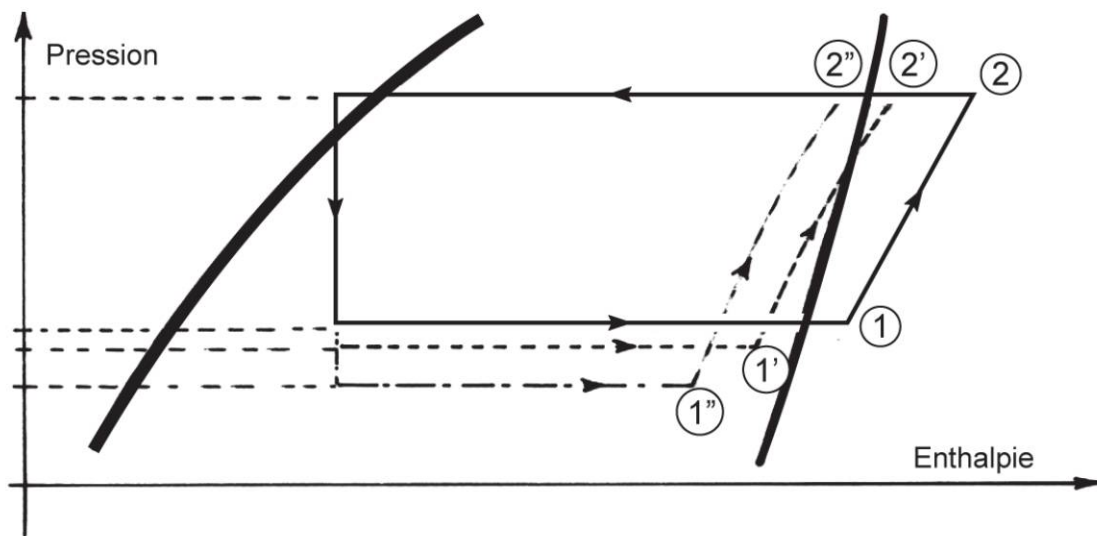


Figure 14.1 Cycles se rapportant à différentes conditions de fonctionnement

La compression 1-2 correspond au fonctionnement normal.

La compression 1'-2' correspond à l'aspiration d'un fluide saturant provoquant l'émulsion de l'huile. En fin de compression le fluide frigorigène est cependant en phase vapeur.

Lors de la compression 1''-2'' le fluide frigorigène reste à l'état saturant en fin de compression.

Remarques

Le « bris » de clapets sur un compresseur est généralement causé par des coups de liquide. Lors de la première intervention, la recherche de la cause des coups de liquide s'imposait.

L'apport de chaleur devenant faible, le volume de vapeur à aspirer décroît et la basse pression baisse. Un pressostat BP de sécurité correctement réglé aurait dû mettre le compresseur à l'arrêt.

La section « filtres » sur le caisson de traitement d'air devrait comporter un manomètre à colonne de liquide et un pressostat différentiel assurant la mise à l'arrêt de l'installation en cas de pertes de charge excessives.

En dernier lieu, la maintenance normale d'une telle installation doit comporter un planning de contrôle des filtres, leur régénération ou leur remplacement.

14.2 Cas pratique n° 2

Il s'agit d'un problème de condensation.

■ Description succincte

Installation de climatisation.

L'air préparé au niveau d'une armoire de climatisation est distribué par un réseau aéraulique. Le réseau aéraulique est réalisé en tôle d'acier non isolée. Les gaines passent en faux plafond.

■ Problèmes

L'installation est mise en route et peu de temps après, dans quelques bureaux, il est constaté des tâches à quelques dalles du faux plafond.

■ Constatation

Dans les bureaux on mesure les températures sèches et humides qui sont 24 °C et 17 °C, il en découle une température de rosée de 13 °C.

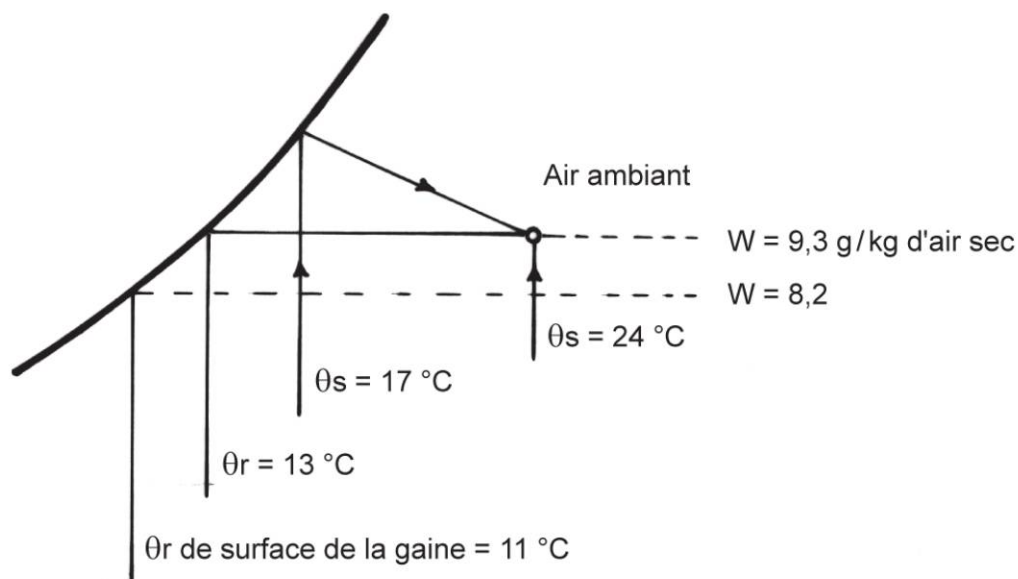


Figure 14.2 Caractéristiques psychrométriques de l'air ambiant

La température de surface de la gaine est mesurée, elle est de **11 °C**.

Cette température de surface étant inférieure à la température de rosée de l'air ambiant, il y a condensation, d'où les tâches du faux plafond.

■ Remèdes

Il suffirait de préparer un air dont la température serait égale ou supérieure à la température de rosée de l'air soit **13 °C**.

Si cette solution n'est pas possible, il serait nécessaire d'isoler les gaines.

Remarque

Ce problème technique peut être appréhendé *a priori* au niveau de l'étude. Dans le cas de risque de condensation, la mise en place de gaines isolées lors de l'installation ne conduit pas à un important surcoût. Par contre, l'isolation des gaines après la mise en route est très coûteuse, crée des désagréments au personnel en place et décrédibilise la société vis-à-vis du client.

14.3 Cas pratique n° 3

Il s'agit d'un problème de température instable.

■ Description succincte de l'installation

Il s'agit d'un hall d'exposition climatisé à partir d'une centrale de traitement d'air.

■ Problèmes

L'installation est mise en route à la satisfaction du client.

Après quelques jours de fonctionnement, le personnel constate une chute de température anormale mais limitée dans le temps.

Un metteur au point intervient et contrôle l'ensemble de l'installation sans rien remarquer d'anormal.

Les plaintes continuent, par intermittence la température est trop basse.

Un enregistreur de température est mis en place, au bout d'une semaine il est constaté une température normale sauf 2 ou 3 jours par semaine où à des heures pratiquement identiques, la température chute.

Un technicien s'installe dans le hall d'exposition à l'heure où les problèmes se produisent et remarque un « spot lumineux » sur la paroi à l'endroit précis où se trouve la sonde de régulation.

La façade du bâtiment comporte un œil-de-bœuf à la partie haute, par beau temps, cet œil-de-bœuf laisse passer le rayonnement solaire un temps court mais suffisant pour réchauffer la sonde de régulation!

Les jours sans soleil, il n'y avait pas de problème.

L'écart entre la température à la sonde et le point de consigne devenant important, il en découlait une demande de froid excessive !

■ Remèdes

Il a suffi de déplacer la sonde afin qu'elle ne soit plus exposée aux rayonnement solaire.

Remarque

La sonde de régulation étant située en début de boucle, tout problème la concernant conduit à un dysfonctionnement de l'ensemble.

14.4 Cas pratique n° 4

Il s'agit d'un accident corporel lors d'une intervention sur un groupe à eau glacée.

■ Description succincte de l'installation

Groupe à eau glacée équipé d'un compresseur de type ouvert.

La lubrification de ce compresseur est assurée par une pompe à huile à engrenages.

Un pressostat différentiel d'huile assure la mise à l'arrêt en cas de problème de lubrification.

■ Problèmes

Plusieurs arrêts de l'installation ont été provoqués par une coupure du pressostat différentiel d'huile.

Différents contrôles ont été effectués et la raison probable des problèmes serait un encrassement du filtre d'aspiration de l'huile.

Le technicien devant intervenir à l'intérieur du compresseur, le fluide frigorigène est stocké dans la bouteille de réserve liquide (BRL).

À partir d'un forçage du pressostat BP, la basse pression est ramenée à 0,1 bar. Cette pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique évite toute entrée parasite d'air.

L'opération est effectuée en fin de journée.

Le lendemain, le technicien doit démonter une plaque de visite du carter afin de permettre l'inspection du filtre à huile.

Toutes les vis de fixation sont démontées et à l'aide d'un maillet, un essai de décollement de la plaque est effectué. Le décollement se produit très brutalement... trop brutalement de sorte que l'opérateur est blessé gravement.



Figure 14.3 Compresseur à pistons de type ouvert (Doc. Trane)

1 : tête de culasse ; **2** : plaque de visite.

Remarques

La nuit précédent l'accident, la pression initiale de 0,1 bar a augmenté du fait du « dégazage » de l'huile.

Le technicien, manquant d'expérience ici, a oublié le phénomène d'absorption du fluide frigorigène par l'huile, qui, lorsque la pression est basse, dégaze.

Avant l'opération de démontage, le contrôle de la BP s'imposait.

Lors d'une telle opération, il convient de démonter l'ensemble des vis à l'exception de 4 vis disposées en diagonales qu'il convient de dévisser d'environ 10 mm.

Cette précaution aurait permis d'éviter l'accident ci-dessus.

La même précaution est à prendre impérativement lors du démontage d'une culasse, des ressorts étant souvent disposés entre les blocs soupapes et la tête de culasse. Ces ressorts évitent la casse de l'embiellage lors de coup de liquide.

La sécurité

est assurée par la protection
incorporée contre les dommages
causées par des coups de
liquide incidentels.

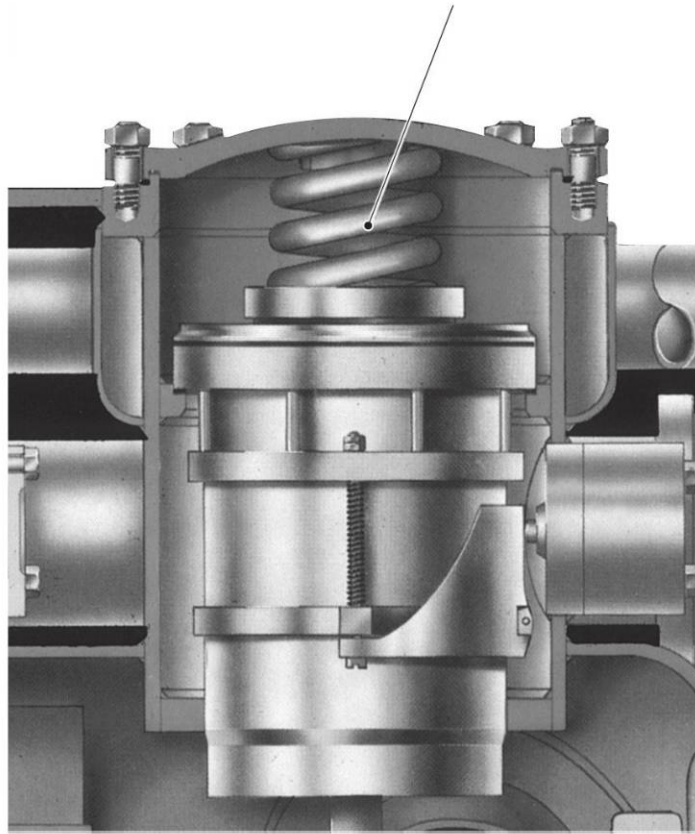


Figure 14.4 Détails de la tête de culasse d'un compresseur (Doc. Grasso)

15

Acoustique appliquée au génie climatique

15.1 Généralités

Nous nous limiterons ici à la partie pratique de l'acoustique appliquée au génie climatique.

Les cahiers des charges imposent maintenant presque systématiquement un niveau de gêne acoustique maximal.

Il importe donc que l'acoustique soit prise en compte tant au niveau de la conception qu'au niveau de la réalisation.

15.2 Définition du bruit

Le bruit est une vibration qui possède de l'énergie.

Un bruit résulte de la superposition d'une multitude de sons périodiques.

Un bruit, pour être produit, demande la mise en vibration d'un corps matériel.

Un bruit, pour être transmis, demande un support matériel (air, eau...).

15.3 Principe de la chaîne du bruit

La chaîne du bruit est illustrée par la figure 15.1.

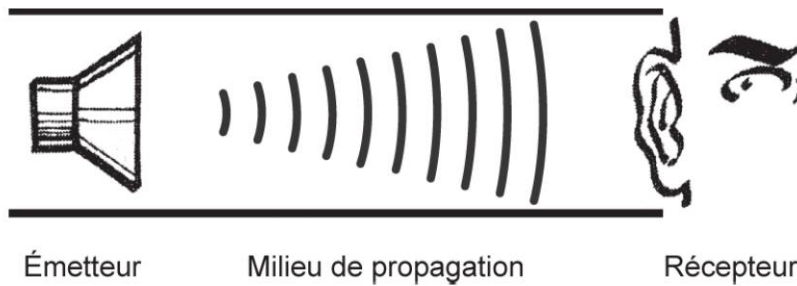


Figure 15.1 Chaîne du bruit

15.4 Différents types de bruits

On distingue 2 types de bruits :

- ▶ les bruits aériens,
- ▶ les bruits d'impact qui résultent de la mise en vibration d'une paroi.

Les équipements (ventilo-convecteurs, centrales de traitement d'air, etc.) peuvent produire les 2 types de bruits.

15.5 Vitesse des sons

La vitesse des sons dépend du milieu dans lequel ils se propagent.

Dans l'air, la vitesse de propagation est d'environ **340 m/s**. Cette vitesse est influencée par la température en fonction de la formule suivante :

$$v = 20\sqrt{T}$$

T étant la température en kelvins. $T = 273 + \theta$.

15.6 Fréquence

La fréquence est le nombre de périodes par seconde, en hertz (Hz).

La période est un temps.

Exemple : Soit une période de **0,001 seconde**. La fréquence correspondante serait alors $f = 1 / 0,001 = 1\,000$ hertz ou périodes par seconde.

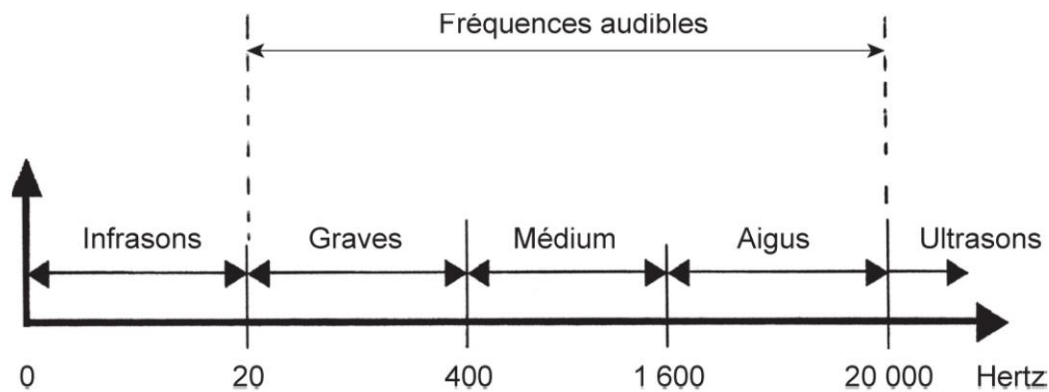


Figure 15.2 Classification des fréquences

15.7 Caractéristiques d'un son

Un son se caractérise principalement par sa fréquence, aiguë ou grave, s'exprimant en hertz, et par son niveau, fort ou faible, s'exprimant en décibels (figure 15.3).

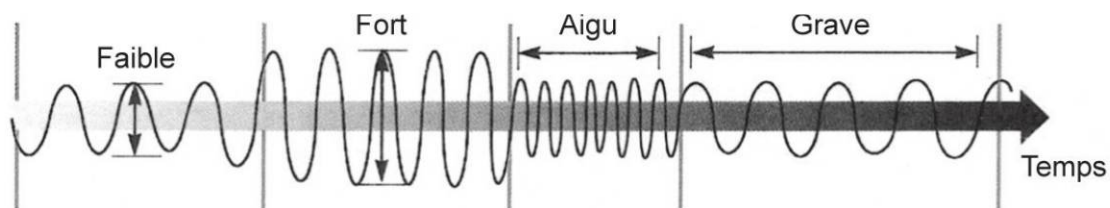


Figure 15.3 Caractéristiques d'un son

15.8 Termes et expressions de base de l'acoustique

15.8.1 Le bel

Soit un amplificateur électronique en tension. La tension d'entrée est U_1 , la tension de sortie est U_2 .

Le logarithme base 10 du quotient U_2/U_1 caractérise le nombre de Bell de cet amplificateur.

En acoustique, le bel étant une unité trop grande, on utilise le décibel :

$$\text{dB} = 10 \log \frac{\text{grandeur physique mesurée}}{\text{grandeur physique de référence}}$$

15.8.2 Puissance acoustique

La puissance acoustique s'exprime en **watts (W)**.

Le seuil d'audibilité d'un son à 1 000 hertz est de 10^{-12} W .

15.8.3 Niveau de puissance acoustique

Le niveau de puissance acoustique a pour symbole **L_w** (« **L** » vient de l'anglais « Level »).

Il se calcule à partir du logarithme base 10 du quotient de la puissance acoustique effective sur la puissance acoustique de référence (10^{-12} W).

$$L_w = 10 \log \frac{\text{puissance acoustique effective}}{\text{puissance acoustique de référence}}$$

Exemple : Soit une source générant une puissance acoustique de 10^{-3} W :

$$L_w = 10 \log \frac{10^{-3}}{10^{-12}} = 90 \text{ dB}$$

15.8.4 Intensité acoustique

L'intensité acoustique s'exprime en W/m^2 .

L'intensité acoustique correspond à l'énergie traversant l'unité de surface (1 m^2), cette surface étant normale par rapport à la direction de la propagation.

L'intensité acoustique de référence est **I₀ = 10^{-12} W/m^2** à la fréquence de **1 000 Hz**.

Le niveau d'intensité acoustique se calcule de la même façon que le niveau de puissance acoustique.

15.8.5 Pression acoustique

La pression acoustique s'exprime en pascals (Pa) ou newtons par mètre carré (N/m²).

Le seuil d'audibilité est de 2×10^{-5} Pa à la fréquence de 1 000 Hz.

15.8.6 Niveau de pression acoustique

Le niveau de pression acoustique varie en fonction du carré du niveau de la puissance acoustique :

$$L_p = 20 \log \frac{\text{pression acoustique mesurée}}{\text{pression acoustique de référence}}$$

Exemple : Soit une pression acoustique de 2×10^{-2} Pa. Le niveau de pression acoustique correspondant est :

$$L_p = 20 \log \frac{2 \times 10^{-2}}{2 \times 10^{-5}} = 20 \log 1\,000 = 60 \text{ dB}$$

15.8.7 Octave

Une octave est une bande de fréquence telle que la fréquence la plus grande est double de la fréquence la plus faible.

Par exemple, une bande de fréquence allant de **25 à 50 hertz** constitue une octave.

Les acousticiens sont convenus de définir une octave non pas par ses 2 valeurs extrêmes mais par la racine carrée du produit de ses 2 valeurs extrêmes (tableau 15.1).

Exemple : Soit l'octave 1 414 - 2 828. On a :

$$\sqrt{1\,414 \times 2\,828} = 2\,000$$

La bande de fréquence comprise entre **1 414** et **2 828 Hz** correspond à l'octave **2 000**.

Tableau 15.1 Tableau récapitulatif des octaves

Début de bande	44	88	176	353	707	1 414	2 828	5 656	11 312
Fin de bande	88	176	353	707	1 414	2 828	5 656	11 312	22 624
Octave	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	16 000

15.8.8 Pondération

À partir de tests nombreux, il est apparu que lorsque les pressions acoustiques sont faibles, le niveau de gêne dépend beaucoup de la fréquence.

À l'inverse, lorsque les pressions acoustiques sont élevées, l'influence de la fréquence est nettement réduite.

Les acousticiens, pour tenir compte de cette singularité de l'oreille, ont établi des courbes de pondération.

Il existe 4 courbes de pondération **A**, **B**, **C**, **D**.

En génie climatique, c'est la pondération **A** qui est la plus utilisée.

Exemple : Le tableau 15.2 correspond au cas d'un local où le niveau de pression linéaire a été mesuré par octave.

Tableau 15.2 Influence de la pondération sur les mesures en linéaire

Octaves	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Lp mesuré	70	62	54	48	46	42	40	38
Pondération « A »	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1
Valeurs pondérées	44	46	45	45	46	43	41	37

15.8.9 Bruit en champ libre

Il s'agit d'un bruit tel que les ondes sonores ne rencontrent pas d'obstacle, il n'y a donc pas d'onde réfléchie (figure 15.4).

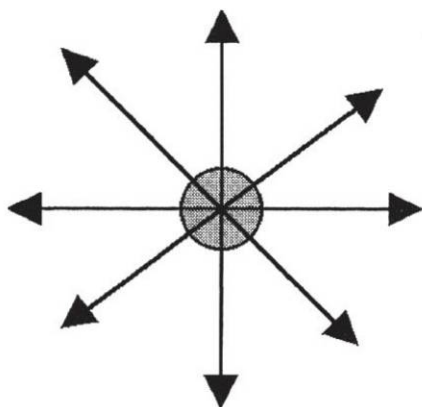


Figure 15.4 Source émettant en champ libre

15.8.10 Bruit en champ réverbérant

En champ réverbérant, l'auditeur perçoit le bruit direct et le bruit réverbéré (figure 15.5). C'est le cas de pratiquement tous les locaux à usage d'habitation.

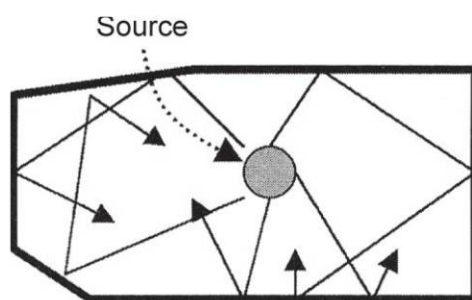


Figure 15.5 Source émettant en champ réverbérant

15.8.11 Directivité

La directivité a pour symbole Q .

Une source en champ libre émet dans toutes les directions (figure 15.6). Cette source rayonne son énergie sphériquement. Une telle source a pour directivité $Q = 1$.

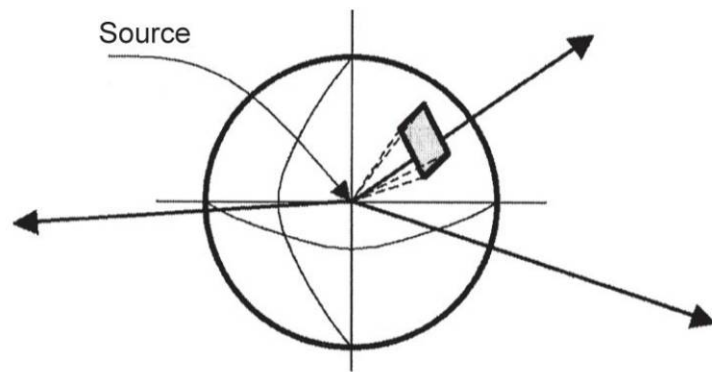


Figure 15.6 Source émettant en champ libre

Considérons maintenant une source émettant sur une surface plane, cela correspond au cas classique de bouches de soufflage en faux plafond. Cette source émet sur une demi-sphère. Si l'énergie acoustique est constante, l'intensité acoustique est doublée. Une telle source a pour directivité $Q = 2$.

Une source qui émet dans un dièdre a pour directivité $Q = 4$.

Une source qui émet dans un trièdre a pour directivité $Q = 8$.

15.8.12 Coefficient d'absorption Sabine

Ce coefficient a pour symbole α ou α Sabine, on trouve encore α_{Sab} .

Les matériaux ont chacun un comportement acoustique différent. Ils absorbent plus ou moins l'énergie acoustique (figure 15.7).

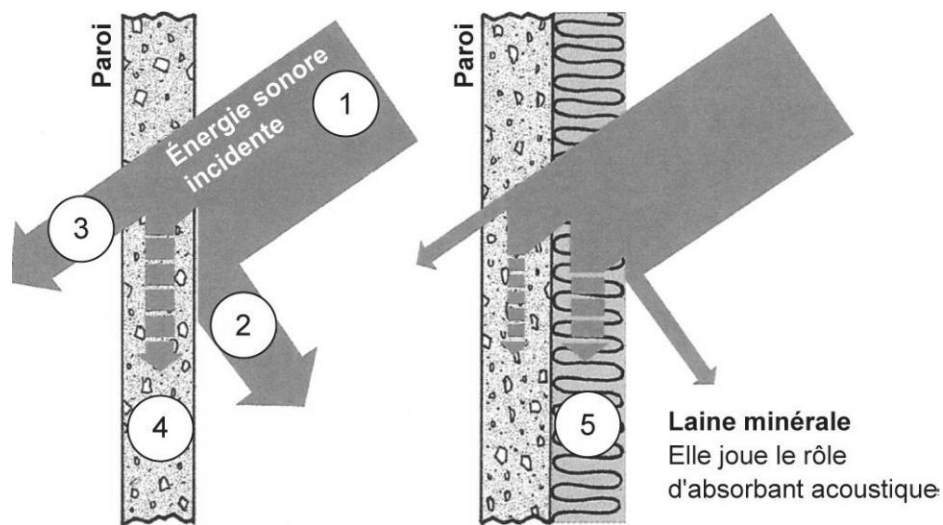


Figure 15.7 Comportement acoustique des parois

1 : puissance acoustique incidente ; **2** : puissance acoustique réfléchie ; **3** : puissance acoustique transmise ; **4** : puissance acoustique absorbée par une paroi pleine ; **5** : puissance acoustique absorbée par un doublage en laine minérale.

Le coefficient d'absorption d'une paroi résulte du quotient entre la puissance acoustique absorbée et la puissance acoustique incidente :

$$\alpha_{\text{Sab}} = \frac{\text{puissance acoustique absorbée}}{\text{puissance acoustique incidente}}$$

Des parois dont α_{Sab} est élevé donnent des locaux silencieux.

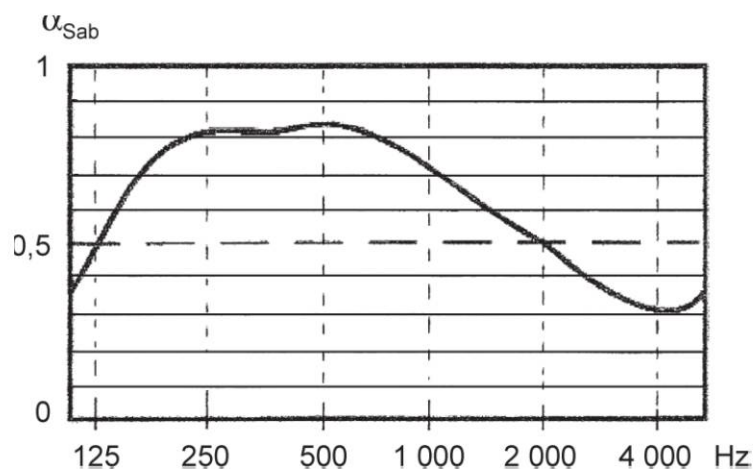


Figure 15.8 Garantie du coefficient d'absorption (α_{Sab}) d'une plaque de plâtre perforée (10 %) associée à un matelas de laine de verre de 60 mm

15.8.13 Coefficient d'absorption α_w

Le coefficient d'absorption α_w correspond à une valeur unique indépendante de la fréquence, égale à la valeur de la courbe de référence à **500 Hz** après translation selon les règles définies par une norme internationale.

15.8.14 Durée de réverbération

La durée de réverbération a pour symbole **Tr**.

Le temps de réverbération est le temps nécessaire pour que le niveau de pression émis par une source décroisse de **60 dB**.

Un physicien américain, **Wallace Sabine** (1869-1919), a établi une formule empirique permettant de calculer le temps de réverbération d'un local.

$$\text{Formule simplifiée de Sabine : } Tr = \frac{0,16V}{S\alpha_{\text{Sab}}}$$

où **Tr** est le temps de réverbération en secondes, **V** est le volume du local en m³, **S** est la surface totale des parois de ce local.

La durée de réverbération peut se mesurer par octave, voire par tiers d'octave.

15.8.15 Aire d'absorption équivalente

L'aire d'absorption équivalente a pour symbole **A** et s'exprime en m².

Elle correspond à la valeur de l'aire qui serait parfaitement absorbante ($\alpha_{\text{Sab}} = 1$).

$$A = S \alpha_{\text{Sab}}$$

où **A** est l'aire d'absorption équivalente (en m²), **S** est la surface des parois (en m²).

15.8.16 Influence de la distance

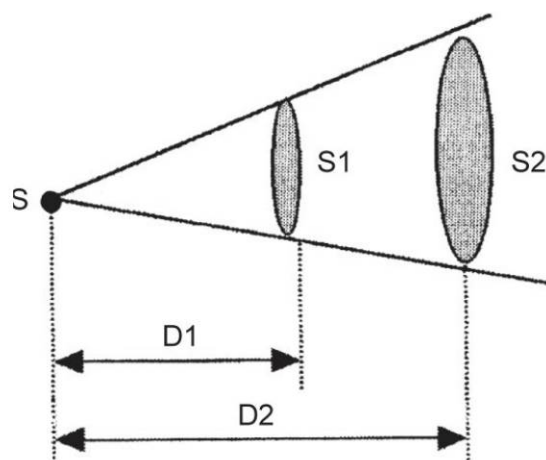


Figure 15.9 Étude du bruit dans un cône

Si le cône ne comporte ni absorption ni réflexion, l'énergie acoustique se conserve entre S1 et S2 (figure 15.9).

Les sections S1 et S2 sont proportionnelles au carré de la distance à la source.

Il en ressort donc que l'intensité acoustique est inversement proportionnelle au carré de la distance à la source sonore.

Lorsque la distance entre le point d'écoute et la source est doublée, le niveau de pression acoustique perçu est réduit de **6 dB**.

15.8.17 Addition de bruits

Les bruits ne s'additionnent pas arithmétiquement... c'est une chance !

Les bruits s'additionnent d'après la formule suivante :

$$L_p \text{ total} = 10 \log \Sigma \left(10^{\frac{L_p \text{ partiel}}{10}} \right)$$

Exemple :

Soit à additionner les niveaux de pression suivants : 40 dB, 30 dB, 42 dB, 38 dB.

$$L_p \text{ total} = 10 \log \Sigma \left(10^{\left(\frac{40}{10}\right)} + 10^{\left(\frac{30}{10}\right)} + 10^{\left(\frac{42}{10}\right)} + 10^{\left(\frac{38}{10}\right)} \right)$$

$$L_p \text{ total} = 10 \log 33\,158 = \mathbf{45,2 \text{ dB.}}$$

Des tableaux et abaques permettent de faire rapidement des additions de bruits.

15.8.18 Soustraction de bruits

Dans un local, si on désire connaître le niveau de pression acoustique d'un équipement, il est nécessaire de soustraire le bruit de fond du niveau de pression total :

$$L_p \text{ fond} = 10 \log \left(10^{\frac{L_p \text{ total}}{10}} - 10^{\frac{L_p \text{ bruit de fond}}{10}} \right)$$

Exemple :

Dans un local, on mesure le niveau de pression acoustique total, l'équipement étant en fonctionnement. On mesure ensuite le niveau de pression acoustique, l'équipement à l'arrêt, il s'agit alors du bruit de fond.

$$L_p \text{ total} = 60 \text{ dB}$$

$$L_p \text{ fond} = 53 \text{ dB}$$

$$L_p \text{ dû à l'équipement} = 10 \log (10^6 - 10^{5,3}) = 59 \text{ dB}$$

15.8.19 Bruit route

Le comportement acoustique de différents matériaux est influencé par la fréquence. Les contenus fréquentiels des bruits extérieurs et intérieurs sont différents.

Le bruit route sert d'émission de référence pour les bruits émis par le trafic routier et ferroviaire ; en effet, les véhicules routiers émettent prioritairement dans les basses fréquences.

Ce bruit normalisé a les caractéristiques données au tableau 15.3. L'énergie contenue dans l'octave **1 000** sert de référence.

Tableau 15.3 Caractéristiques d'un bruit route

Octave	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Variation de l'énergie	+ 6 dB	+ 5 dB	+ 1 dB	Réf (0)	- 2 dB	- 8 dB

15.8.20 Bruit rose

Le bruit rose sert de bruit d'émission à l'intérieur des bâtiments.

Son niveau sonore est le même à chaque octave.

Son spectre est donc une droite horizontale.

15.8.21 Les bruits d'impact

Les bruits d'impact sont généralement le résultat d'une paroi mise en vibration par un choc.

Contrairement aux bruits aériens, les bruits d'impact génèrent une énergie incidente élevée.

Les bruits d'impact peuvent être perçus dans tout un bâtiment (figure 15.10).

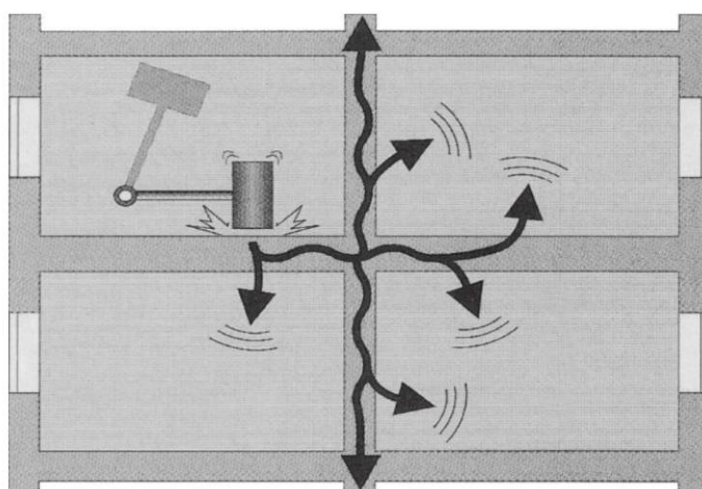


Figure 15.10 Transmission des bruits d'impact

■ Indice d'efficacité contre les bruits d'impact

On mesure l'isolement aux bruits d'impact en mettant une machine à chocs normalisés sur le plancher du local d'émission et en relevant au sonomètre le niveau de pression acoustique dans les pièces situées à côté et au-dessous.

La performance d'un revêtement de sol ou d'un sol flottant est caractérisée par l'indice d'efficacité ΔL mesuré en laboratoire et exprimé en **dB(A)**. Il est égal à la différence entre le niveau sonore perçu sous une dalle nue de **140 mm** de béton et le niveau perçu sous la même dalle revêtue du produit à tester.

Dans la pièce de réception, le niveau de pression acoustique mesuré a pour symbole **L_n** .

ΔL et L_n sont liés par la relation suivante :

$$\Delta L = 83 \text{ dB(A)} - L_n$$

Plus ΔL est grand et meilleur est l'isolement acoustique aux bruits d'impact.

15.8.22 Dalle flottante

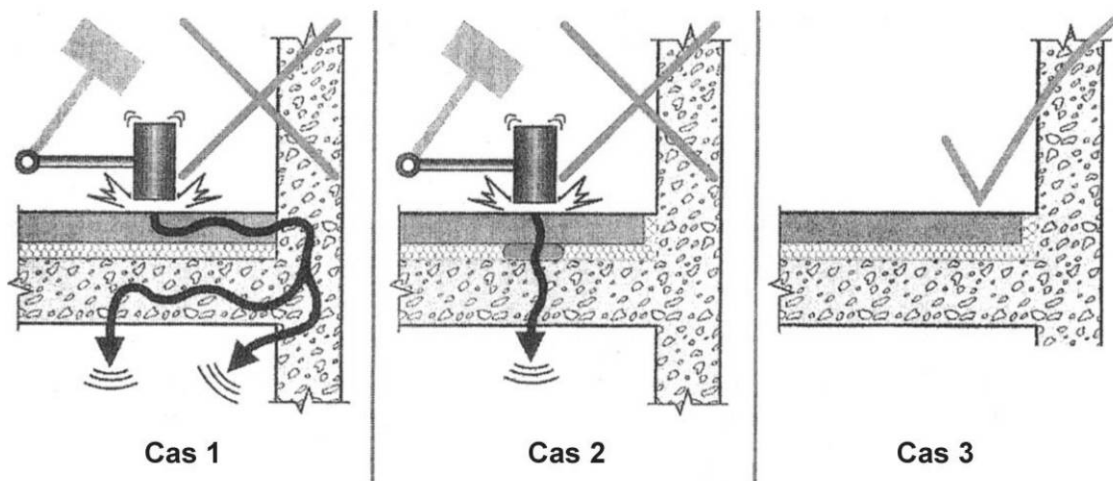


Figure 15.11 Mise en œuvre d'une dalle flottante

Trois cas se présentent pour une dalle flottante (figure 15.11) :

- **cas 1** : la dalle flottante est en fait solidaire des murs latéraux, elle transmet donc les vibrations,

- **cas 2** : des plots intercalaires sont insérés entre la dalle dite flottante et la dalle plancher, les vibrations sont donc aussi transmises,
- **cas 3** : la dalle flottante remplit réellement son rôle, la transmission des bruits est très réduite.

15.9 Indice d'affaiblissement acoustique

L'indice d'affaiblissement acoustique a pour symbole **R**.

Cet indice caractérise la qualité acoustique d'une paroi de construction (mur, cloison, plancher, fenêtre, etc.). Il est mesuré uniquement en laboratoire et ne prend en compte que la transmission directe aux bruits aériens (figure 15.12).

L'indice d'affaiblissement acoustique se mesure en **dB(A)**. Il est mesuré sur l'ensemble du spectre (**de 125 à 4 000 hertz**) de 2 façons :

- en bruit rose : bruits aériens intérieurs,
- en bruit route : bruits aériens extérieurs.

Plus **R** est grand, plus l'élément est efficace acoustiquement.

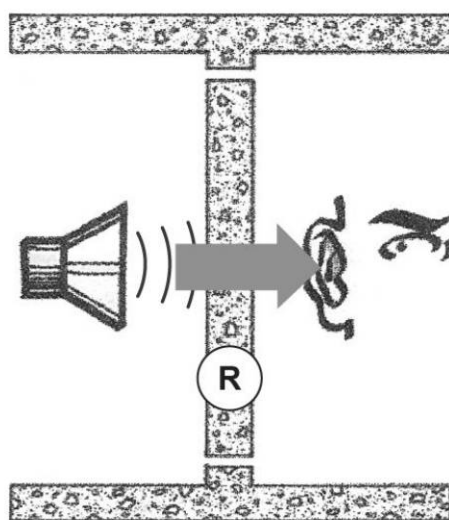


Figure 15.12 Méthodologie de mesure de l'indice d'affaiblissement acoustique

R_w : Indice d'affaiblissement acoustique pondéré. Il s'agit d'une valeur unique déterminée à partir des 16 premiers tiers d'octave (**de 10 à 3 150 hertz**), par comparaison avec une courbe de référence.

C : Le terme d'adaptation **C** donne l'indice d'affaiblissement vis-à-vis d'un bruit rose.

C_{tr} : Le terme d'adaptation **C_{tr}** donne l'indice d'affaiblissement vis-à-vis d'un bruit route.

R_A : Indice d'affaiblissement acoustique vis-à-vis d'un bruit rose (**R_A = R_w + C**).

R_{A,tr} : Indice d'affaiblissement acoustique vis-à-vis d'un bruit route (**R_{A,tr} = R_w + C_{tr}**).

Tableau 15.4 Indice d'affaiblissement acoustique de différents vitrages (Doc. Saint-Gobain)

Composition des vitrages		Valeurs selon EN 717-1			R _A	R _{A, tr}
		R _w	C	C _{tr}		
Vitrage monolithique	6 mm	31	-1	-2	30	29
	8 mm	32	-1	-2	31	30
	10 mm	33	-1	-2	32	31
Double vitrage SGG Climalit ou SGG Climaplust	4 (12) 4 mm	30	0	-3	30	27
	4 (16) 4 mm	30	0	-3	30	27
	8 (16) 8 mm	34	-1	-4	33	30
Double vitrage acoustique SGG Climalit Acoustic ou SGG Climaplust Acoustic	4 (12) 6 mm	33	-1	-4	32	29
	4 (16) 8 mm	35	-1	-5	34	30
	10 (12) 4 mm	35	0	-3	35	32
Double vitrage de sécurité renforcée SGG Climalit Protect ou SGG Climaplust Protect	8 (20) 44.2	38	-1	-5	37	33
	8 (20) 44.4	40	-1	-4	39	36
	8 (20) SP 514	41	-1	-5	40	36
Double vitrage acoustique et de sécurité SGG Climalit Silence ou SGG Climaplust Silence	8 (12) 44.1	40	-2	-5	38	35
	10 (12) 44.1	41	0	-4	41	37
	8 (20) 44.2	40	-1	-5	39	35
	64.2 (20) 44.2	47	-2	-7	45	40

15.10 Isolement acoustique

15.10.1 Isolement acoustique : D

L'isolement brut D est la différence de niveau de pression acoustique entre deux locaux adjacents, celui d'émission et celui de réception. Il est mesuré *in situ* (sur site) à l'aide d'une chaîne de mesure avec sonomètres et prend en compte la totalité du bruit qui arrive dans le local de réception (figure 15.13).

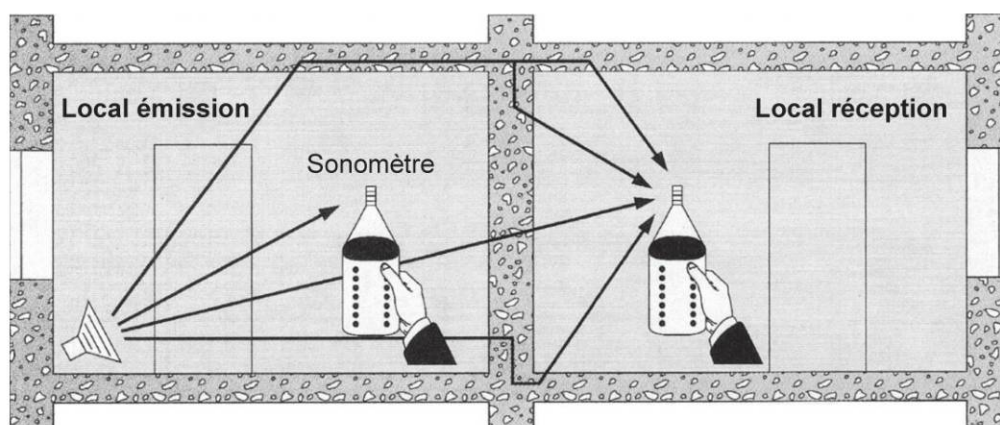


Figure 15.13 Mesure de l'isolement acoustique

15.10.2 Isolement acoustique brut corrigé : D_{nT}

L'isolement acoustique D_{nT} est l'isolement brut corrigé en fonction du rapport entre la durée de réverbération réelle mesurée dans le local de réception et la durée de réverbération de référence de 0,5 seconde pour les logements.

$$D_{nT} = (L_{pE} - L_{pR}) + 10 \log \frac{T}{T_0}$$

15.11 Courbes NR, ou ISO, d'évaluation du bruit

Beaucoup de CCTP (cahiers des clauses techniques particulières) imposent un niveau maximal de bruit à partir des courbes ISO.

Une courbe ISO donne les valeurs précises par octaves à ne pas dépasser. L'octave de référence est l'octave 1 000 (figure 15.14).

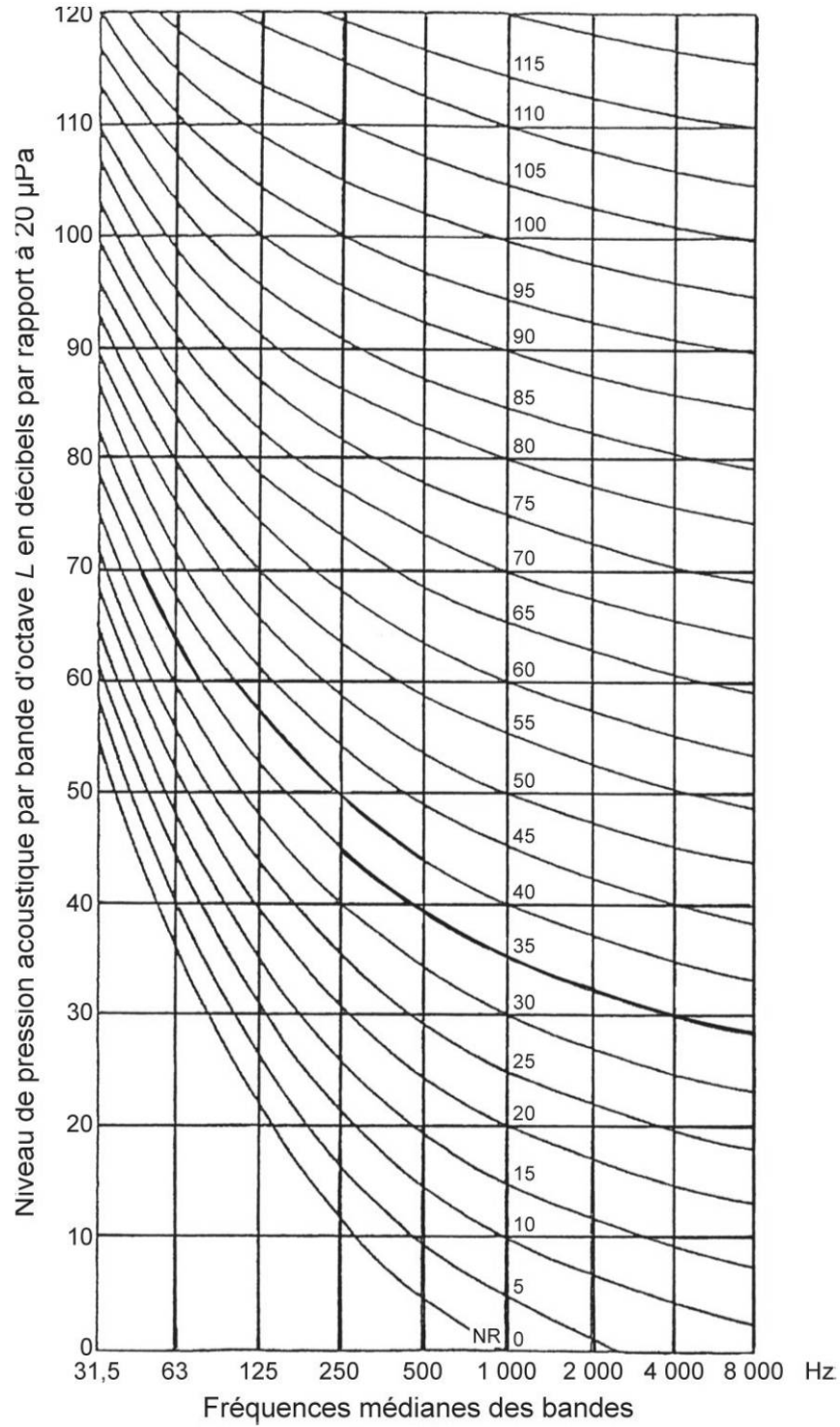


Figure 15.14 Courbes NR, ou ISO, d'évaluation de bruit.
L'octave 1 000 est l'octave de référence

Lors d'une expertise, c'est la valeur la plus forte relevée in situ sur une octave qui détermine la courbe ISO du site.

Tableau 15.5 Valeurs des niveaux de pression (L_p en linéaire) à différents indices NR

		Octaves								
		31,5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Indice NR	25	72,4	55,2	43,7	35,2	29,2	25	21,9	19,5	17,7
	50	89,4	75	65,5	58,5	53,5	50	47,2	45,2	43,5
	100	123,5	114,5	109,0	105,0	102,2	100	98,0	96,4	95,0

15.12 Réglementation acoustique

La réglementation acoustique donne les exigences en matière d'isolement et de correction acoustique.

Elle impose une obligation de résultats, c'est-à-dire que son respect est validé *a posteriori* (figure 15.15).

■ Émergence

L'émergence est définie par la différence entre le niveau du bruit ambiant, comportant le bruit particulier en cause, et celui du bruit résiduel constitué par l'ensemble des bruits habituels.

Les valeurs admises de l'émergence sont calculées à partir des valeurs de **5 dB(A)** en période diurne (de 7 heures à 22 heures) et de **3 dB(A)** en période nocturne (de 22 heures à 7 heures), valeurs auxquelles s'ajoute un terme correctif, fonction de la durée cumulée d'apparition du bruit particulier, selon le tableau 15.6.

Remarque

La réglementation acoustique concernant de très nombreux domaines, nous nous limitons ici aux généralités ci-dessus.

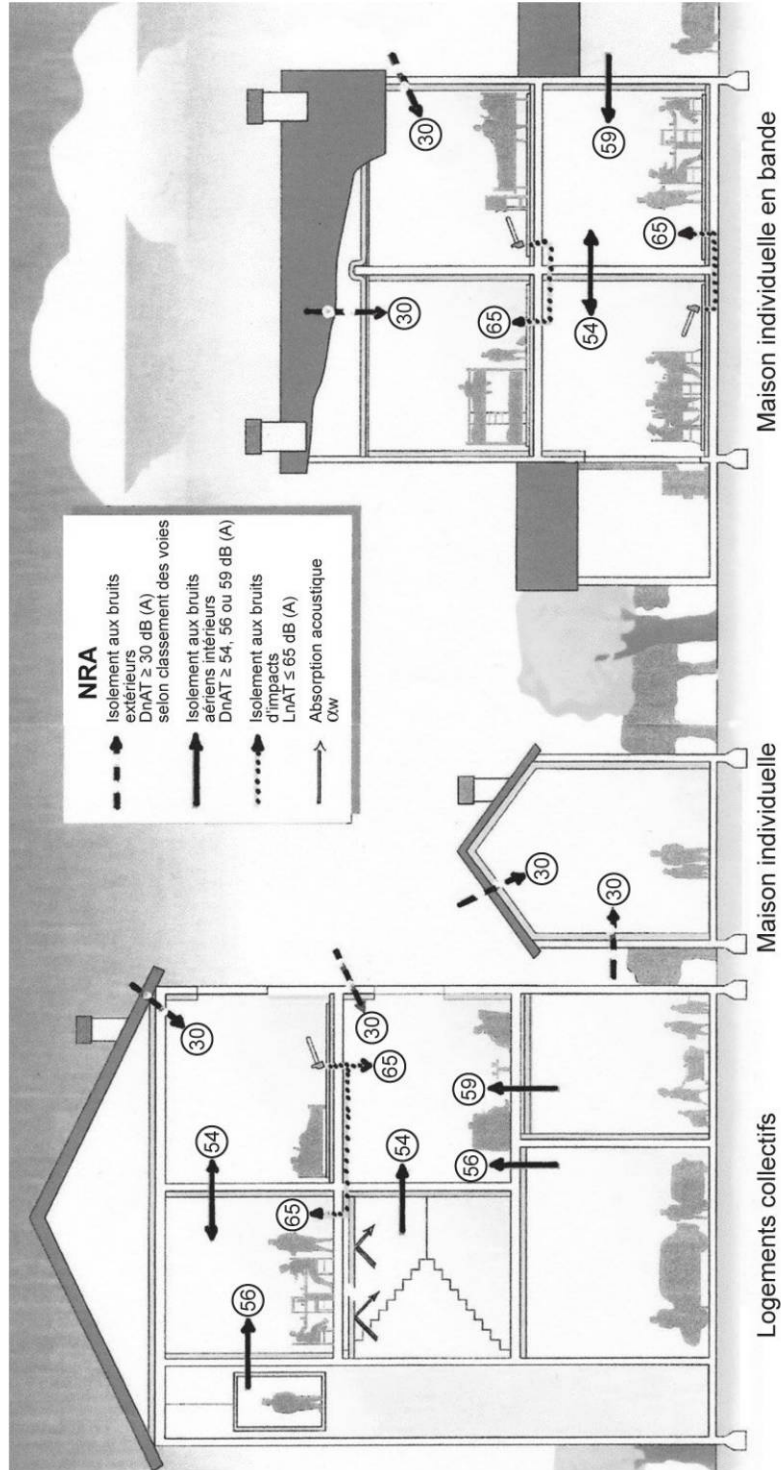


Figure 15.15 Isolement acoustique normalisé pour différents types de constructions

Tableau 15.6 Correctifs à apporter au bruit global en fonction du temps

Durée cumulée d'apparition du bruit particulier : T	Terme correctif en dB(A)
$30 \text{ s} < T \leq 1 \text{ min}$	9
$1 \text{ min} < T \leq 2 \text{ min}$	8
$2 \text{ min} < T \leq 5 \text{ min}$	7
$5 \text{ min} < T \leq 10 \text{ min}$	6
$10 \text{ min} < T \leq 20 \text{ min}$	5
$20 \text{ min} < T \leq 45 \text{ min}$	4
$45 \text{ min} < T \leq 2 \text{ h}$	3
$2 \text{ h} < T \leq 4 \text{ h}$	2
$4 \text{ h} < T \leq 8 \text{ h}$	1
$T > 8 \text{ h}$	0

15.13 Les sonomètres

Les sonomètres permettent principalement de mesurer des pressions acoustiques.

Un sonomètre comporte donc un élément réagissant à la pression (microphone), un préamplificateur, des filtres, un amplificateur et enfin un afficheur digital.

Les sonomètres permettent tout ou partie des mesures suivantes :

- ▶ mesure du niveau de pression acoustique global en linéaire,
- ▶ mesure du niveau de pression acoustique non pondéré par octave,
- ▶ mesure du niveau du niveau de pression acoustique pondéré par octave,
- ▶ mesure du niveau du niveau de pression acoustique global pondéré,
- ▶ mesure du temps de réverbération.

Le sonomètre intégrateur présenté en figure 15.16 permet, à partir de différents logiciels, de nombreuses fonctionnalités.

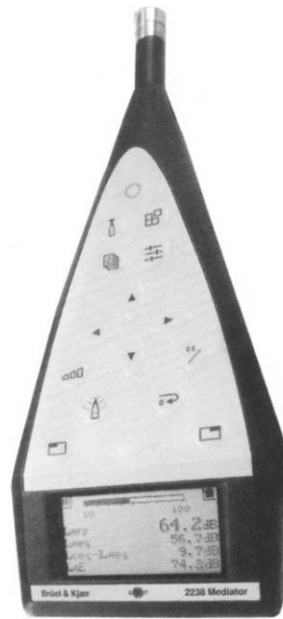


Figure 15.16 Sonomètre intégrateur (Doc. Bruël et Kjer)

15.14 Les écrans acoustiques

La distance entre l'émetteur et le récepteur permet de réduire très efficacement le niveau de gêne acoustique. Dans la pratique, cette distance n'est pas toujours suffisante. On a alors recours souvent à des écrans acoustiques (figures 15.17 et 15.18).



Figure 15.17 Principe d'un écran acoustique. Ici, l'écran acoustique est mal conçu et ne protège pas la partie supérieure du bâtiment

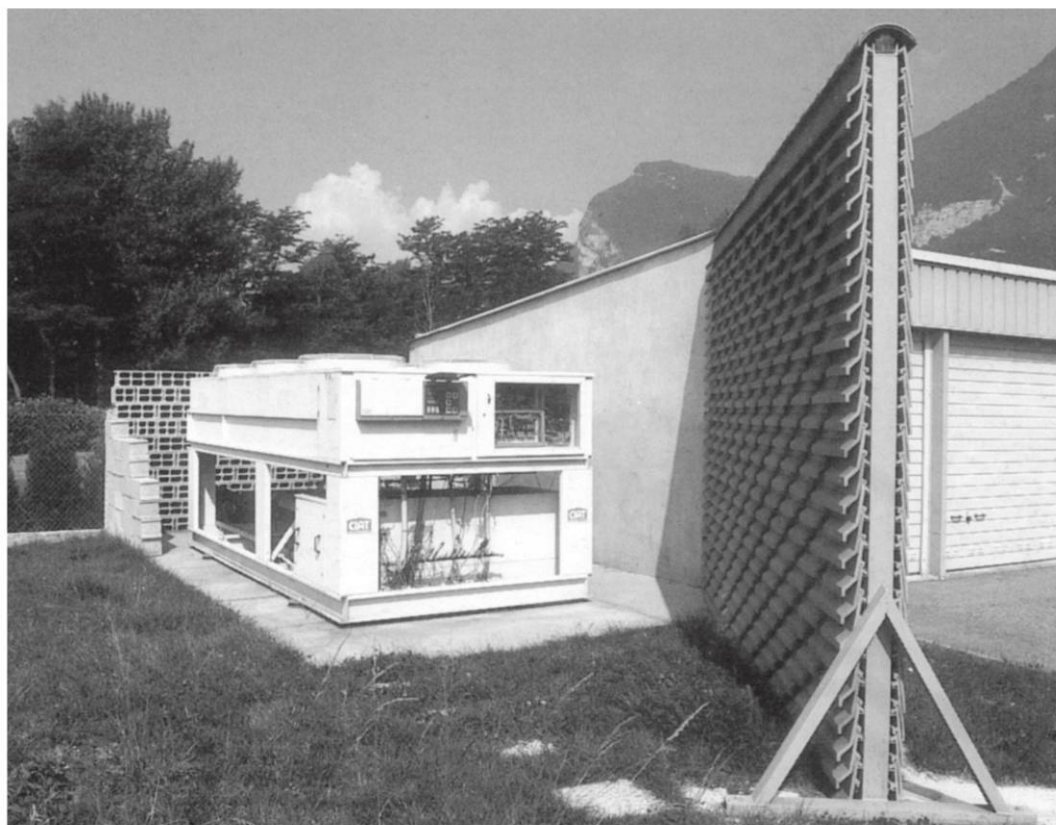


Figure 15.18 Écran acoustique limitant la gêne acoustique (Doc. CIAT)

■ Méthodologie de calcul de l'efficacité d'un écran acoustique

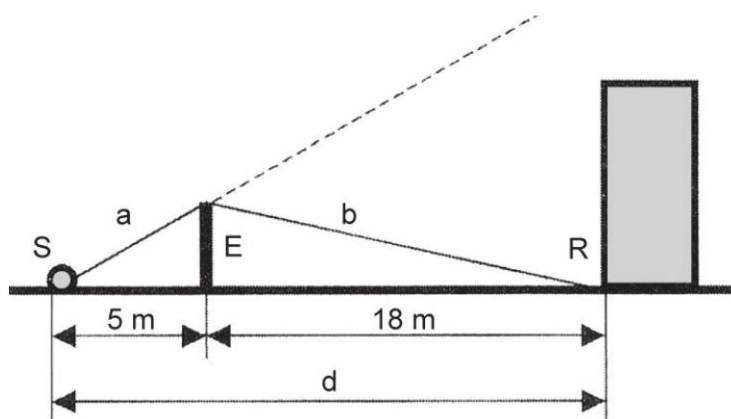


Figure 15.19 Exemple d'installation d'écran acoustique

S : source de bruit

R : endroit du bâtiment où le niveau de gêne acoustique est *a priori* excessif.

E : écran acoustique

En premier lieu, il convient de calculer la différence entre le chemin indirect (**a + b**) et le chemin direct (**d**).

La valeur obtenue est symbolisée par delta (**δ**) :

$$\delta = (a + b) - d$$

Il convient ensuite de calculer l'indice d'affaiblissement N :

$$N = \frac{2\delta}{\lambda}$$

où λ est la longueur d'onde.

L'affaiblissement peut alors se calculer par la formule suivante :

$$L = 13 + 10 \log N$$

Des tableaux donnent directement la valeur de l'affaiblissement acoustique à partir de **δ**.

15.15 Les silencieux

Il existe 3 principaux types de silencieux :

- ▶ les silencieux passifs,
- ▶ les silencieux actifs,
- ▶ les silencieux réactifs.

En génie climatique, on installe principalement des silencieux passifs et, à un degré moindre, des silencieux actifs.

15.15.1 Les silencieux passifs

Ces silencieux sont les plus connus et les plus utilisés (figures 15.20 et 15.21).

■ Constitution

Il s'agit généralement d'un caisson étanche, souvent métallique.

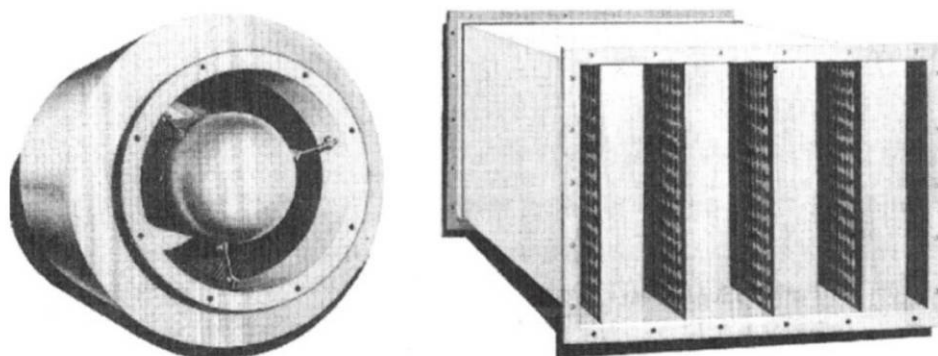
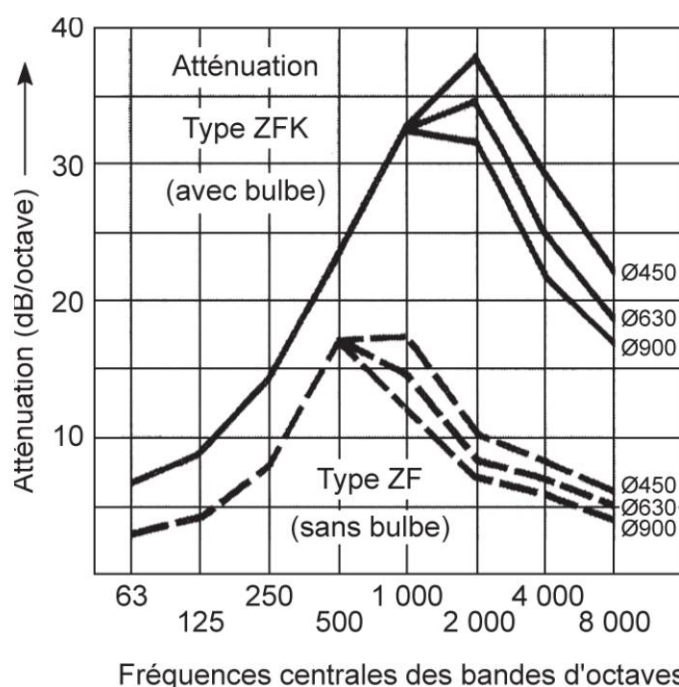


Figure 15.20 Silencieux passifs cylindrique et à baffles



Cet abaque correspond à des silencieux de types cylindriques. Les types ZFK comportent un bulbe central. Ils sont fabriqués aux diamètres suivants : 450, 630 et 900 mm de diamètre. Les types ZF ne comportent pas de bulbe central, ils sont moins efficaces mais créent moins de perte de charge.

Figure 15.21 Performances acoustiques d'un silencieux de type cylindrique (Doc. Aldès)

À l'intérieur de ce caisson, on trouve un matelas d'un matériau absorbant à base de laine de roche ou de laine de verre. On trouve enfin une tôle perforée dont le rôle est le plus souvent la protection mécanique du matériau absorbant.

■ Emplacement

Plus le silencieux est proche de la source de bruit et plus il est efficace (figure 15.22).

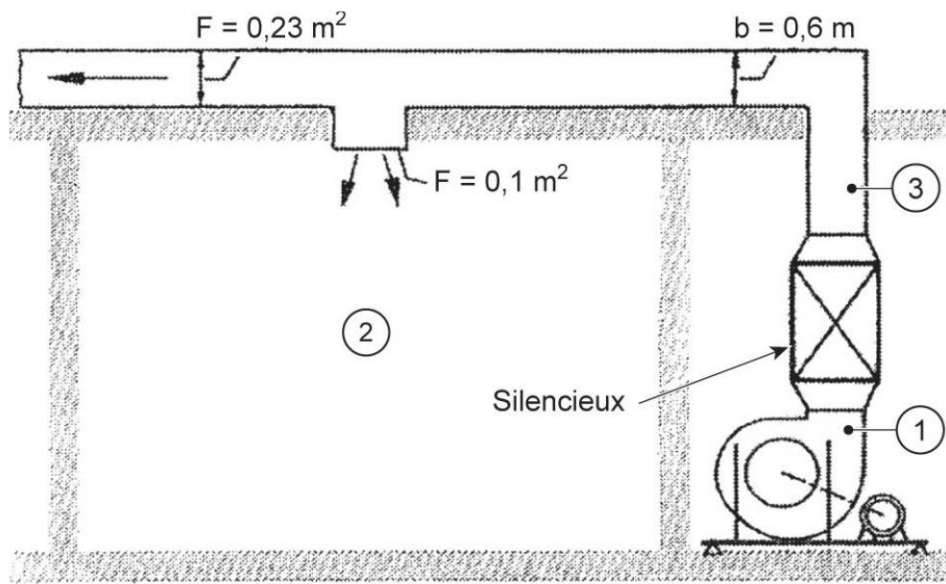


Figure 15.22 Emplacement d'un silencieux

15.15.2 Les silencieux actifs

Les silencieux actifs sont encore appelés antibruit actifs (figure 15.23).

Un silencieux actif doit générer un bruit antagoniste ou en opposition de phase avec le bruit à traiter.

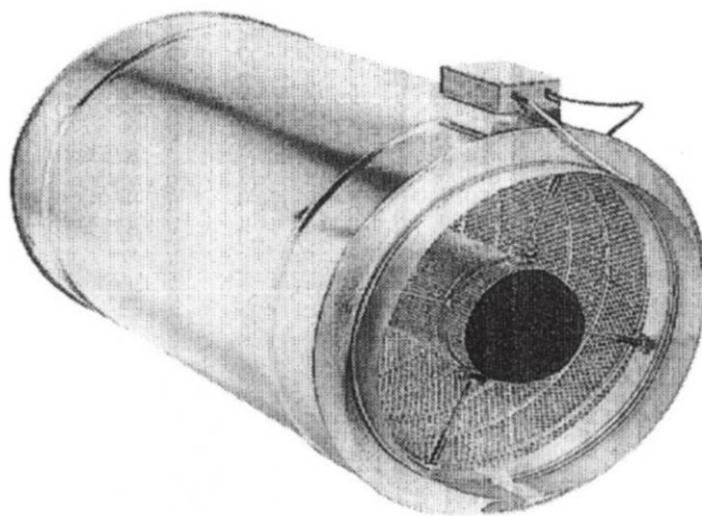


Figure 15.23 Exemple de silencieux actif (Doc. Aldès)

Ces silencieux actifs sont en fait mixtes (figure 15.24) :

- ▶ ils sont antibruit actifs pour atténuer les basses fréquences,
- ▶ ils sont atténuateurs acoustiques passifs grâce à une enveloppe en laine de roche et à un bulbe au centre pour les fréquences médiums et aiguës.

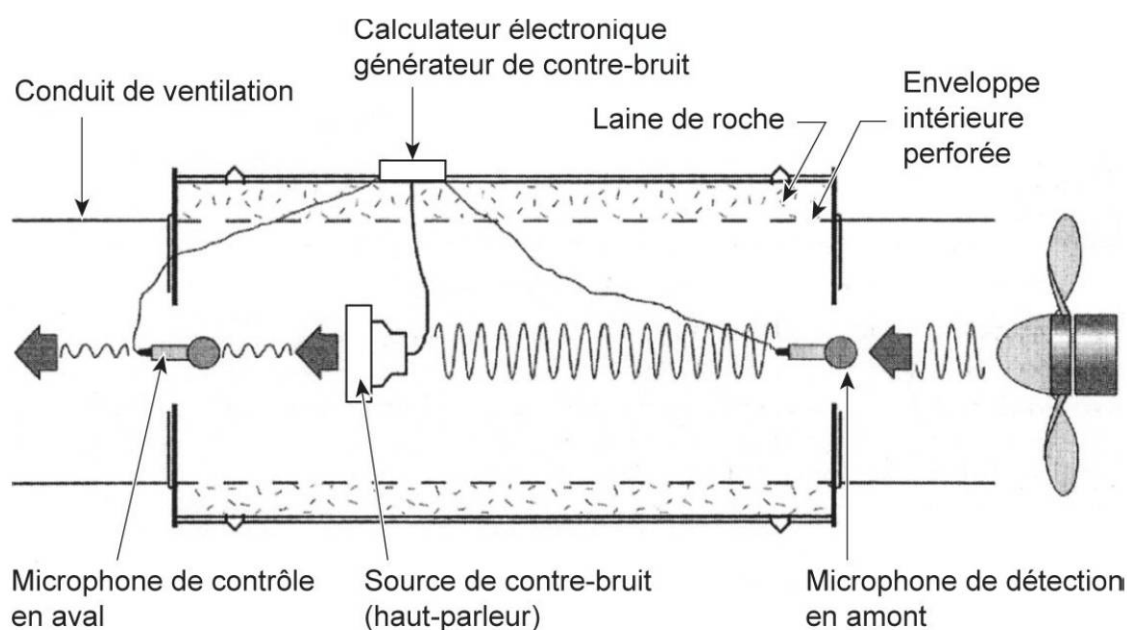


Figure 15.24 Schéma de principe d'un antibruit actif

Ces appareils sont auto-adaptatifs : ils s'auto-adaptent au type de ventilateur et à son point de fonctionnement. Ils conviennent donc aux systèmes à débit variable.

15.16 Acoustique des tours de refroidissement

Les fabricants garantissent l'acoustique de leur matériel à partir de spectres de pression aux différentes faces.

Le fabricant commercialise son matériel en 3 configurations possibles :

- ▶ tour sans insonorisation,
- ▶ tour avec une insonorisation simplifiée,
- ▶ tour avec insonorisation maximale.

La tour représentée figure 15.25 correspond à l'insonorisation simplifiée.

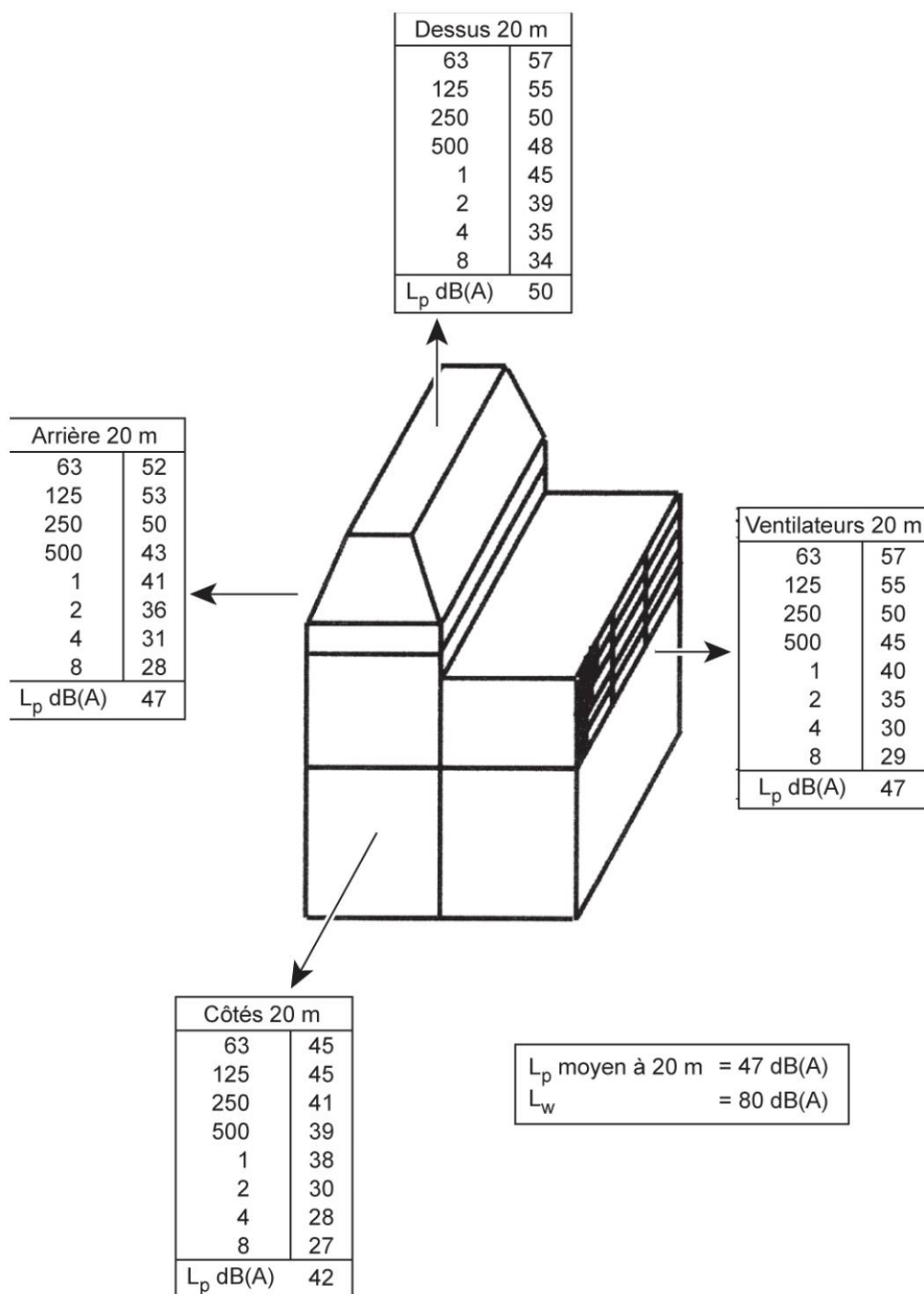


Figure 15.25 Exemple de garanties acoustiques d'une tour de refroidissement (Doc. Air Traitement)

Tableau 15.7 Récapitulatif des performances acoustiques
aux 3 configurations (Doc. Air Traitement)

Octaves		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	L_p linéaire à 20 m	$L_p(A)$ à 20 m	$L_p(A)$ à 40 m
Sans insonorisation	L_p linéaire à 20 m	56	54	49	48	45	30	36	38	59,2		
	Pondération A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1			
	$L_p(A)$	30	38	40	45	45	41	37	37		50	44
Insonorisation simplifiée	L_p linéaire à 20 m	57	55	50	45	40	35	30	29	60		
	Pondération A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1			
	$L_p(A)$	31	39	41	42	40	36	31	30		47	41
Insonorisation maximale	L_p linéaire à 20 m	49	43	32	26	22	15	11	10	50		
	Pondération A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1			
	$L_p(A)$	23	27	23	23	22	16	12	9		31	25

15.17 Acoustique des groupes à eau glacée

Le compresseur est de type semi-hermétique à vis à entraînement direct (figure 15.26).

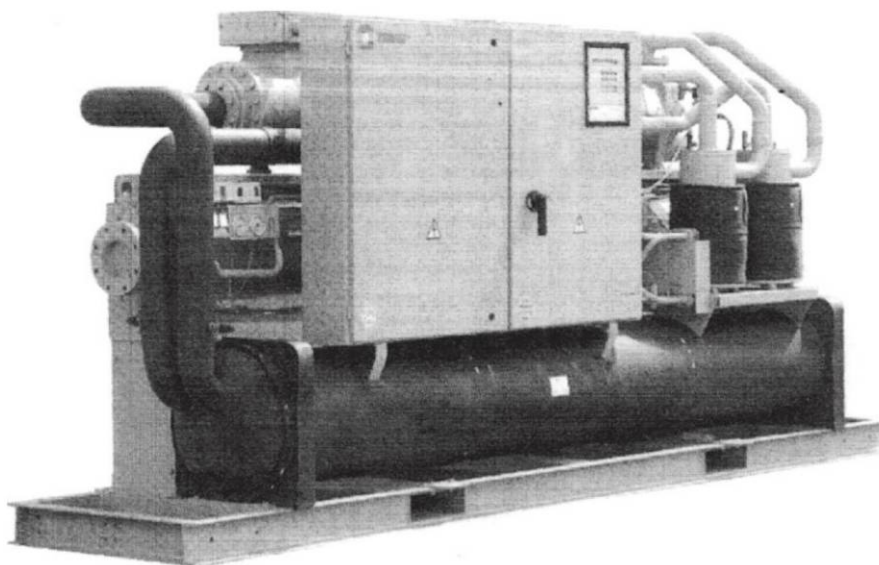


Figure 15.26 Groupe à eau glacée à condensation par eau (Doc. Trane)

Les tableaux 15.8 et 15.9 donnent des exemples de garanties acoustiques pour différentes tailles.

Tableau 15.8 Spectre de pression acoustique mesuré à 1 mètre, le compresseur n'étant pas capoté

Taille	Octaves								dB(A)
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	
207	59	55	71	77	69	64	57	76	77
214	55	50	67	77	71	64	57	77	78
224	54	49	81	80	75	65	57	81	82

Tableau 15.9 Spectre de pression acoustique mesuré à 1 mètre, le compresseur étant capoté

Taille	Octaves								dB(A)
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	
207	58	54	69	71	63	60	53	71	72
214	54	49	65	71	65	60	53	71	72
224	53	48	79	75	69	61	53	75	76

Les groupes à eau glacée à condensation à air sont généralement montés à l'extérieur, ils doivent être installés le plus loin possible des zones occupées. Par ailleurs, leur orientation doit faire l'objet de la plus grande attention, chaque face du groupe produisant un niveau de pression acoustique différent (voir la tour de refroidissement figure 15.24).

15.18 Acoustique des condenseurs à air

Nous prendrons ici l'exemple de condenseurs à air équipés de ventilateurs de type hélicoïde fonctionnant à différentes vitesses (tableau 15.10).

Tableau 15.10 Caractéristiques acoustiques d'un condenseur à air à différentes vitesses des ventilateurs

Exemple 1 :

Vitesse de rotation	Débit d'air	Niveau de puissance acoustique $L_w(A)$	Niveau de pression acoustique $L_p(A)$
1 000 tr/min	97 250 m ³ /h	101 dB(A)	63 dB(A)

Exemple 2 :

Vitesse de rotation	Débit d'air	Niveau de puissance acoustique $L_w(A)$	Niveau de pression acoustique $L_p(A)$
500 tr/min	72 944 m ³ /h	81 dB(A)	43 dB(A)

Exemple 3 :

Vitesse de rotation	Débit d'air	Niveau de puissance acoustique $L_w(A)$	Niveau de pression acoustique $L_p(A)$
375 tr/min	30 832 m ³ /h	68 dB(A)	30 dB(A)

L'adaptation de la vitesse des ventilateurs en fonction des besoins s'avère un moyen très efficace de lutte contre le bruit.

15.19 Acoustique des bouches de soufflage

Le tableau 15.11 présente un exemple de garanties acoustiques.

Tableau 15.11 Exemple de garanties acoustiques d'une bouche de soufflage

Nb fentes	Débit (m ³ /h)	Portée	PDC (Pa)	Octaves								NR (dB)	L _w (A) (dB(A))	L _p (A) (dB(A))	L _w (dB)
				63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000				
4	735	2,4 à 7,7	10	50	50	48	38	34	28	22	19	39	43	35	54

Le fabricant garantit **NR = 39 dB**.

Si on reporte les différents niveaux garantis par octave sur un tableau comportant les courbes NR ou ISO, on constate que la plus grande valeur est située sur la courbe **ISO 39**.

La documentation technique de la bouche donne ensuite **L_w (A) = 43 dB(A)**.

Tableau 15.12 Spectre pondéré A de la bouche de soufflage

Octaves	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
L _w	50	50	48	38	34	28	22	19
Pondération A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1
L _w (A)	24	34	39	35	34	29	23	18

$$L_w(A) \text{ total} = 10 \log \Sigma (10^{2,4} + 10^{3,4} + 10^{3,9} + 10^{3,5} + 10^{3,4} + 10^{2,9} + 10^{2,3} + 10^{1,8}) = 43 \text{ dB(A)}$$

Dans le tableau 15.12, la colonne suivante indique $L_p(A) = 35 \text{ dB(A)}$

En ce qui concerne les centres de normalisation acoustiques, il est convenu que, dans les cas standards, le niveau de pression acoustique pondéré A est approximativement de **8 dB** inférieur au niveau de puissance acoustique pondéré A.

Donc ici $L_p(A) = 43 - 8 = 35 \text{ dB(A)}$.

En dernier lieu, la somme non pondérée du spectre de puissance acoustique donne **54 dB**.

15.20 Acoustique des ventilateurs

La principale source de bruit d'une installation aéraulique est le groupe moto-ventilateur. Cet ensemble génère des bruits aériens et solidiens (figure 15.27).

Les ventilateurs produisent 2 bruits aérodynamiques :

- ▶ un bruit discontinu dû aux pales ou aux aubes,
- ▶ un bruit continu dû à la turbulence de l'air.

Le bruit discontinu dû aux pales ou aux aubes est appelé « **fondamental du ventilateur** ».

Cette fréquence fondamentale se calcule par la formule suivante :

$$f = \frac{N \times R}{60}$$

f : fréquence fondamentale

N : nombre de pales de l'hélice ou d'aubes de la roue.

R : vitesse de rotation en tours par minute.

À la fréquence fondamentale, le niveau de puissance acoustique est à majorer. Cette majoration dépend du type de ventilateur

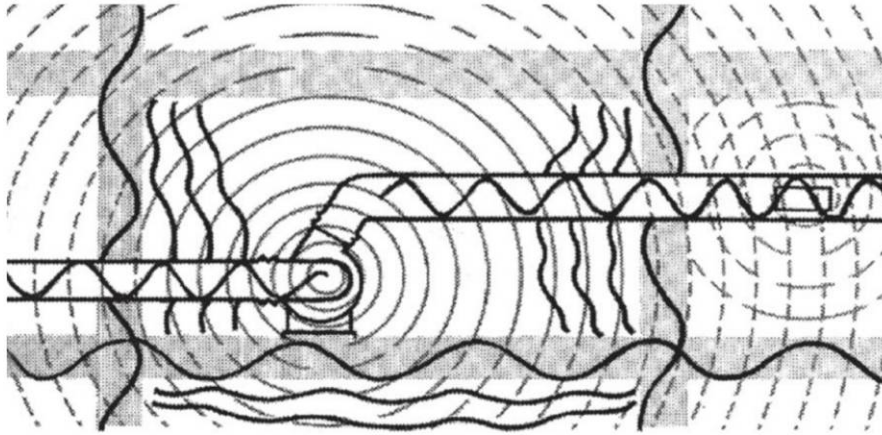


Figure 15.27 Exemple de ventilateur générant le maximum de bruits aériens et solidiens

Les bruits aériens sont combattus par des silencieux sur le soufflage et sur la reprise (figure 15.28).

Les parois du local sont doublées par une laine de roche avec protection mécanique. Le coefficient d'absorption de ces parois (α_{Sab}) est donc fortement majoré.

Les bruits d'impact sont combattus par une dalle flottante, le ventilateur est par ailleurs monté sur supports antivibratiles.

Les conduits aérauliques sont raccordés par des manchettes souples.

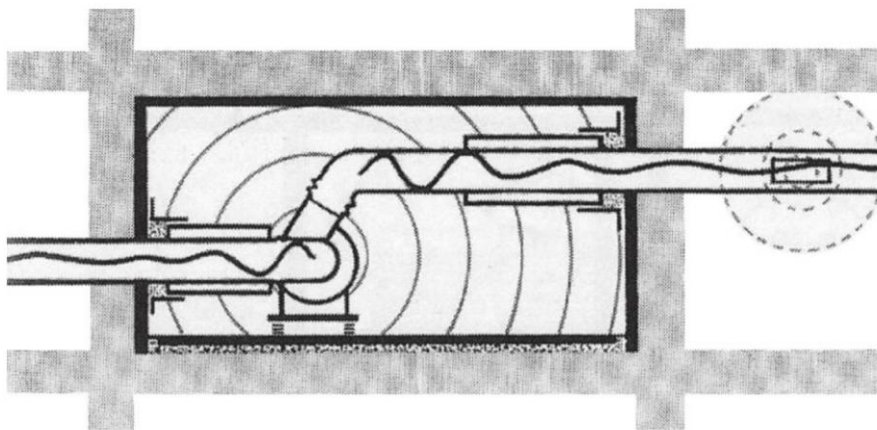


Figure 15.28 Exemple de ventilateur dont l'environnement acoustique est correctement pris en compte

Les fabricants de ventilateurs garantissent leur matériel à partir de cour-
biers (figure 15.29).

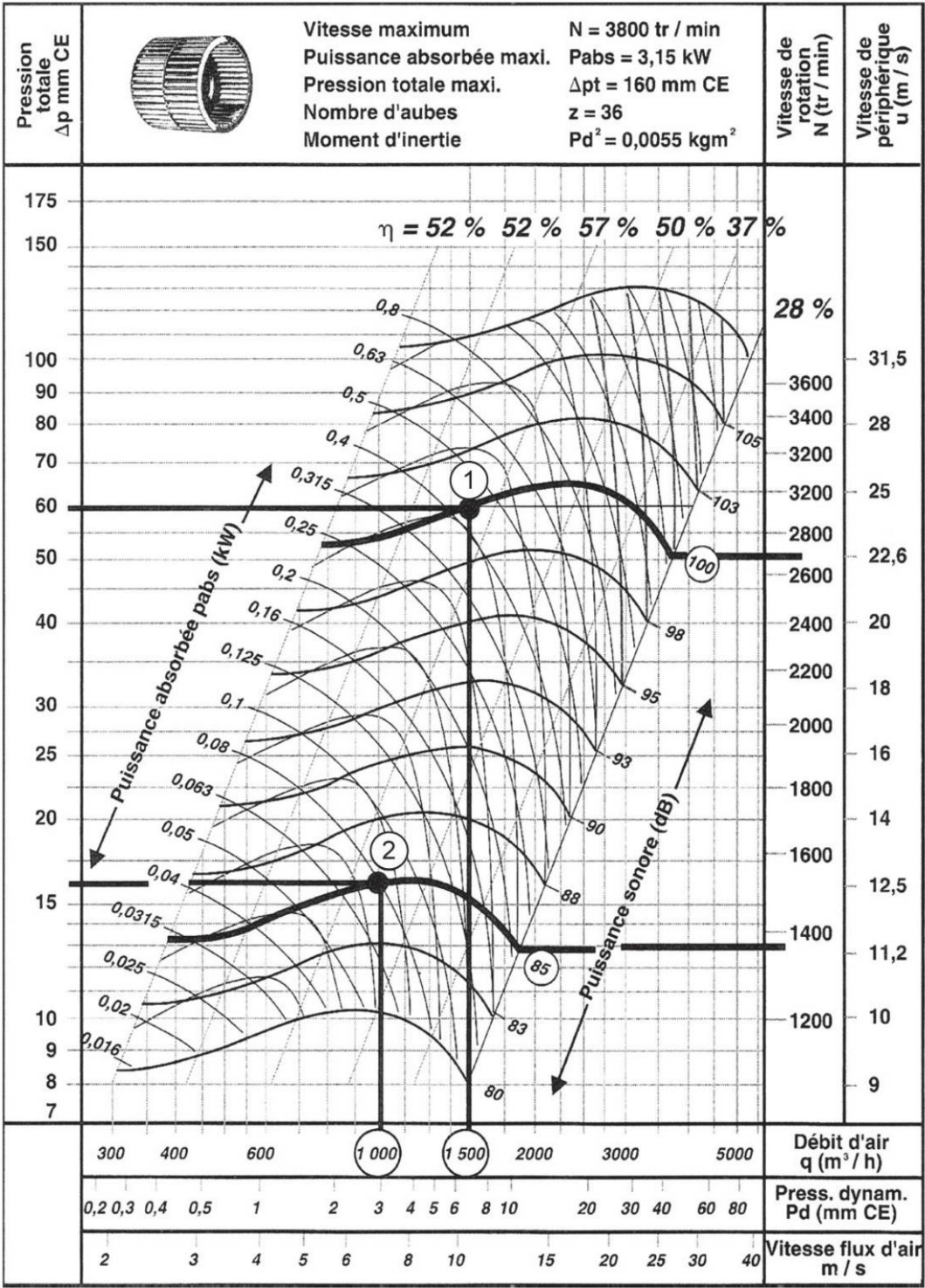


Figure 15.29 Courbier se rapportant à un ventilateur à action
(Doc. Woods)

Chaque condition de fonctionnement génère un niveau de puissance spécifique.

Le point de fonctionnement « 1 » génère un niveau de puissance de **100 dB**.

Le point de fonctionnement « 2 » génère un niveau de puissance de **85 dB**.

La relation entre la puissance acoustique d'un ventilateur et sa vitesse est donnée par la formule suivante :

$$\Delta L_w = 50 \log \frac{\text{vitesse finale}}{\text{vitesse initiale}}$$

Ici, vitesse au point 1 : **2 700 tours par minute**, vitesse au point 2 : **1 350 tours par minute**.

$$\Delta L_w = 50 \log \frac{1\,350}{2\,700} = 50 \log 0,5 = -15 \text{ dB}$$

15.21 Mesure du bruit

Les cahiers des charges imposent le plus souvent un niveau de gêne acoustique maximal. Par exemple :

- ▶ niveau à ne pas dépasser : **35 dB(A)**,
- ▶ niveau de gêne acoustique maximal correspondant à la courbe **ISO 40**.

En cas de problème, il convient donc de s'assurer que le niveau de pression acoustique est respecté.

■ **Première hypothèse : le niveau maximal imposé est de 48 dB(A)**

Il convient alors de mesurer le niveau de pression acoustique par octave (tableau 15.13).

Le niveau de pression acoustique réel pondéré A est donc inférieur au niveau maximal imposé par le cahier des charges, cette installation est donc conforme sur le plan de l'acoustique.

Tableau 15.13 Calcul du niveau de pression pondéré A

Octaves	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	Σ
Lp mesuré	66	54	48	40	36	35	35	30	
Pondération A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1	
Valeurs pondérées	40	38	39	37	36	36	36	29	46

$$L_p \text{ total} = 10 \log \Sigma (10^4 + 10^{3,8} + 10^{3,9} + 10^{3,7} + 10^{3,6} + 10^{3,6} + 10^{3,6} + 10^{2,9})$$

$$= 46 \text{ dB(A)}$$

Remarque

Beaucoup de sonomètres permettent une mesure directe en pondération A, ce qui évite les calculs précédents.

■ Deuxième hypothèse : le cahier des charges stipule un niveau maximal à ne pas dépasser correspondant à la courbe ISO 45

Il convient alors de mesurer le niveau de pression acoustique par octave (tableau 15.14) et de porter les différentes valeurs sur l'abaque « courbes ISO » afin de s'assurer qu'il n'y a pas dépassement (figure 15.30).

Tableau 15.14 Spectre du niveau de pression acoustique mesuré

Octaves	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Niveau de pression (Lp)	65	54	50	40	36	36	32	30

Le niveau de gêne acoustique correspond ici à la courbe **ISO 40**, le niveau maximal imposé par le cahier des charges (**ISO 45**) est donc respecté.

Cette installation est donc correcte sur le plan de l'acoustique.

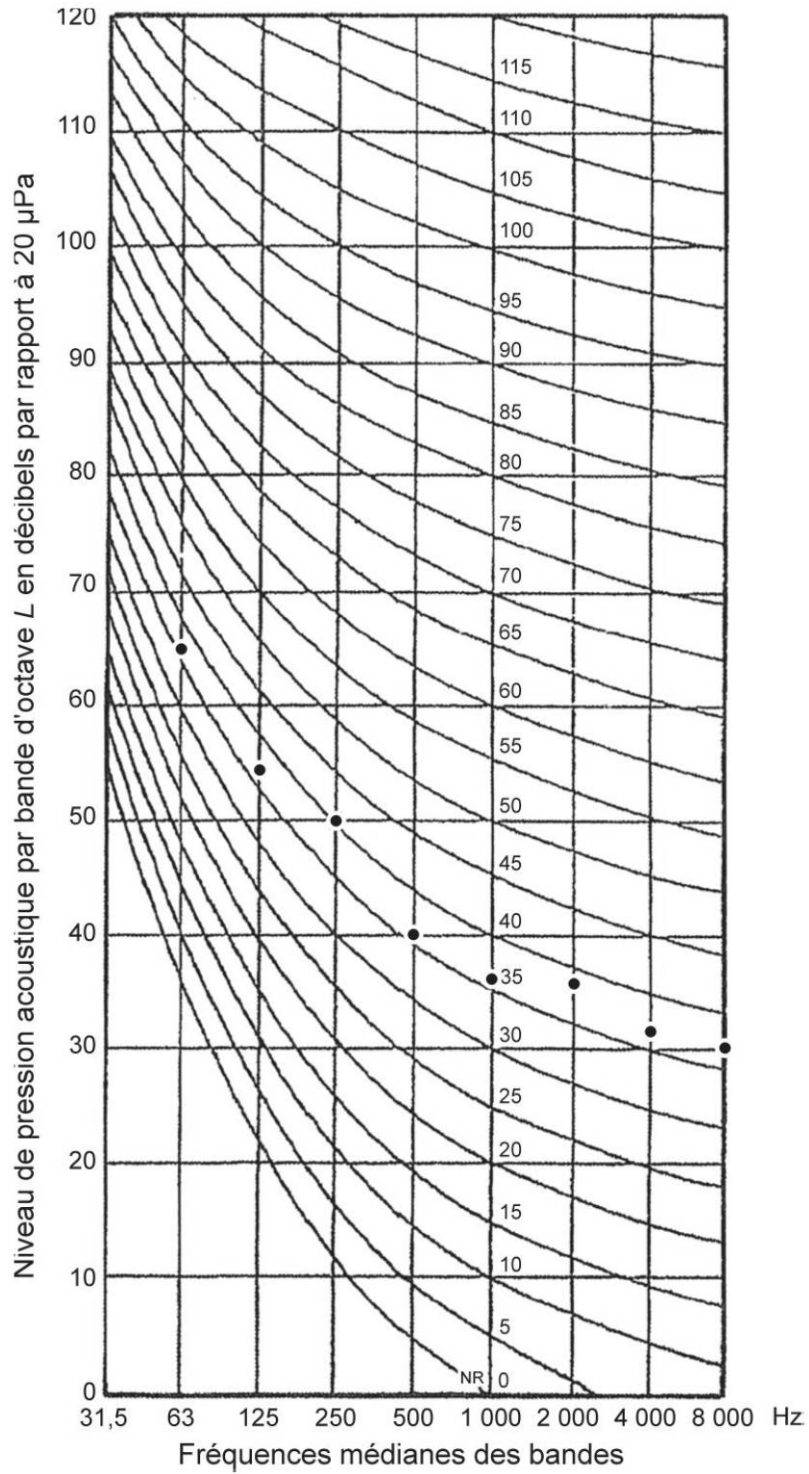


Figure 15.30 Niveaux de pression acoustique mesurés portés sur les courbes d'évaluation de bruit

Remarque

En cas de dépassement, souvent du bon sens et le recours à des améliorations peu onéreuses en temps et en investissement permettent de ramener le niveau à la valeur maximale imposée.

15.22 Prévention des nuisances acoustiques

Nous prendrons ici pour exemple un climatiseur type « Monosplit ».

Les litiges ayant pour origine le bruit ne sont pas rares, il faut donc prendre toutes les précautions appropriées (figures 15.31 et 15.32).

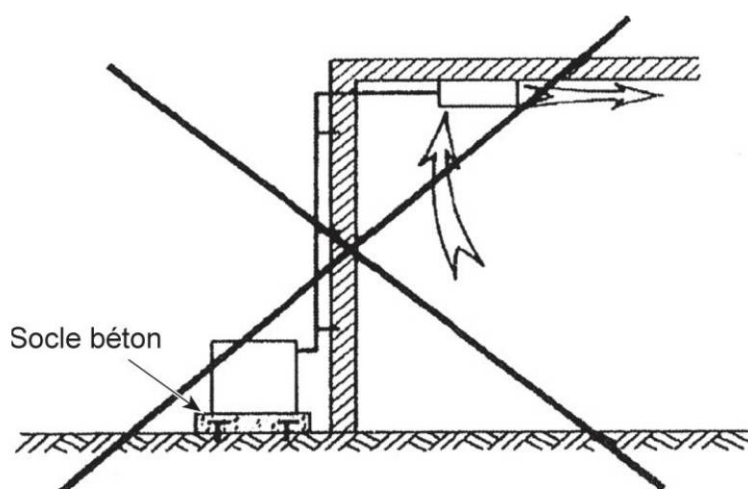


Figure 15.31 Installation réalisée sans aucune précaution acoustique

À la base, un équipement est garanti par un niveau de puissance acoustique, il convient donc de sélectionner le matériel présentant les meilleures performances acoustiques. La technologie à vitesse variable (Inverter) est très intéressante. Des fabricants proposent des équipements avec différents niveaux de « qualité » acoustique.

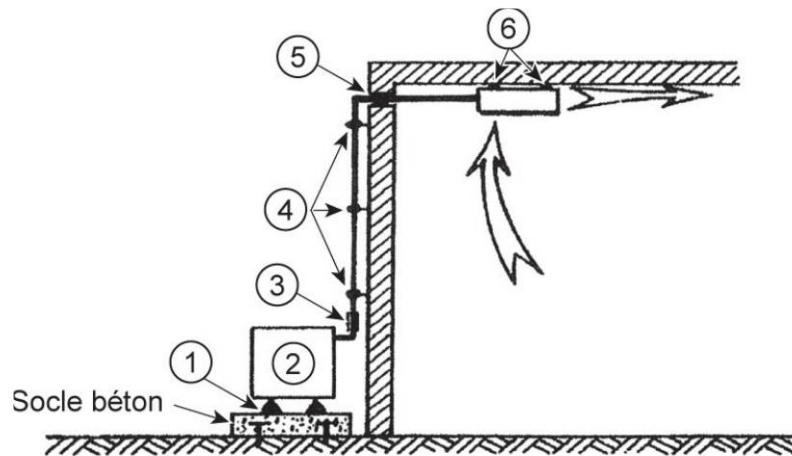


Figure 15.32 Installation réalisée avec toutes les précautions acoustiques

1 : unité extérieure montée sur plots antivibratiles ; **2** : unité sélectionnée garantie comme présentant de bonnes performances acoustiques ; **3** : amortisseur de vibration (tube ondulé en cuivre ou en acier inoxydable protégé par une tresse en acier) ; **4** : colliers de qualité acoustique ; **5** : les tuyauteries traversent la paroi dans une manchette souple ; **6** : l'unité intérieure est fixée par supports antivibratiles.

15.23 Éléments de traitement des vibrations

La gamme des produits destinés au traitement des vibrations est vaste (figures 15.33 à 15.35). On dispose aujourd'hui de pratiquement tous les moyens permettant le traitement des vibrations.



Figure 15.33 Supports antivibratiles travaillant à la compression
(Doc. ACTIV S.A.)



Figure 15.34 Support antivibratile travaillant à la traction
(Doc. ACTIV S.A.)

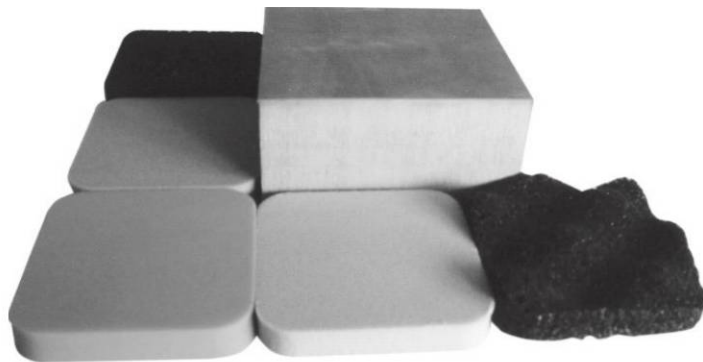


Figure 15.35 Mousses haute densité permettant de combattre les bruits solidiens (Doc. ACTIV S.A.)

15.24 Réduction de la gêne acoustique de la climatisation dans une salle de cinéma

Pour une salle de cinéma à climatiser à partir d'une CTA, différents moyens permettant de réduire la gêne acoustique.

Il est possible d'agir sur les points suivants :

- ▶ le local d'émission (le local technique),
- ▶ l'équipement,

- ▶ le réseau aéraulique,
- ▶ le local de réception (la salle de cinéma).

■ Le local d'émission

Éviter que le local technique soit contigu à la salle de cinéma.

Éloigner autant que possible le local technique.

Un local largement dimensionné est favorable : lorsque le volume double, il y a un gain de **3 dB**.

Les parois de grandes masses surfaciques sont favorables (loi de masse).

Les aérations du local doivent être réalisées à partir de grilles acoustiques.

■ L'équipement

Désolidariser l'équipement des parois par un plancher flottant ou par un socle en béton sur produit résilient.

Sélectionner un matériel dont le niveau de puissance acoustique soit faible.

Choisir un matériel ayant une bonne classe d'équilibrage.

Choisir un matériel dont la vitesse de rotation est minimale : lorsque la vitesse d'un ventilateur est divisée par deux, il y a un gain de **15 dB**.

Les machines tournantes doivent être désolidarisées des châssis par des supports antivibratiles.

Un entretien ultérieur correct du matériel est nécessaire.

■ Le réseau aéraulique

Dans le cas de gaines des sections carrées ou rectangulaires, le diamantage des tôles est nécessaire.

Les vitesses ne doivent pas excéder 10 mètres par seconde dans les gaines principales.

Prévoir un silencieux au départ des gaines.

L'isolation extérieure des gaines par de la laine minérale est efficace.

■ Le local de réception

La conception architecturale de la salle a une incidence sur les problèmes de réflexion, d'absorption, d'écho, etc.

L'enveloppe doit être absorbante (α_{sab} élevé).

Les bouches de soufflage doivent être correctement sélectionnées et positionnées.

Des tentures murales et de la moquette au sol sont favorables.

Une salle peu occupée a une durée de réverbération accrue. Il convient donc d'adapter le débit d'air au taux d'occupation.

Tables de conversion

■ Pressions

	Pa	mbar	bar	atm	mm H ₂ O	mm Hg	psi	Pouce de vide
Pascal (N/m ²) -1 Pa	1	0,01	1×10 ⁻⁵	9,86×10 ⁻⁶	0,102	0,0075	0,000145	3×10 ⁻⁴
Millibar -1 mbar	100	1	0,001	9,8×10 ⁻⁴	10,2	0,75	0,0145	3×10 ⁻²
Bar -1 bar	100 000	1 000	1	0,99	10 000	750	14,5	29,6
Atmosphère -1 atm	101 300	1 013	1,013	1	10 330	760	14,7	30
mm de CE -1 mmCE	9,806	9,8 × 10 ⁻²	9,8×10 ⁻⁵	9,68×10 ⁻⁵	1	0,073	0,001422	3×10 ⁻³
mm de Hg -1 mmHg	133,3	1,33	0,0013	13×10 ⁻⁴	13,6	1	19×10 ⁻³	4×10 ⁻²
Pound square inch -1 psi	6 896	68,95	0,069	0,068	703	51,71	1	2,04
Pouce de vide -1	3 386	33,86	0,0338	0,033	345,3	25,4	0,491	1

Remarques :

Pound square inch (psi). Beaucoup de manomètres sont encore gradués en psi.

Sur certains manomètres, la pression inférieure à la pression atmosphérique est graduée en pouces de vide (−1 bar = 30 pouces de vide, 0 bar relatif = 0 pouce de vide).

Dans la pratique, on considère souvent 1 mmCE = 10 Pa.

■ Puissances

	W	kW	ch	kcal/h
1 W	1	0,001	$1,359 \times 10^{-3}$	0,860
1 kW	1 000	1	1,359	860
1 ch	736	0,736	1	633,6
1 kcal/h	1,163	$1,163 \times 10^{-3}$	0,00158	1

ch = cheval-vapeur.

kcal/h = kilocalorie par heure.

■ Énergie

	J	Wh	kcal	ch.h	kWh
1 J	1	0,000 278	0,000 239	$3,78 \times 10^{-7}$	$27,8 \times 10^{-8}$
1 Wh	3 600	1	0,860	0,001 36	0,001
1 kcal	4184	1,163	1	0,001 572	$1,163 \times 10^{-3}$
1 ch.h	$2,649 \times 10^6$	736	632,24	1	0,736
1 kWh	$3,6 \times 10^6$	1000	860	1,36	1

Wh = wattheure.

kcal= kilocalorie.

ch.h = cheval-vapeur-heure.

kWh = kilowattheure.

■ Température

	Zéro absolu	Glace fondante sous 1,013 bar	Ébullition de l'eau sous 1,013 bar
Échelle centigrade	-273,15 °C	0 °C	100 °C
Échelle Fahrenheit	-459,67 °F	32 °F	212 °F
Échelle Kelvin	0 K	273 K	373 K

■ Formules permettant les conversions

°C en °F :

$$(^{\circ}\text{C} \times 1,8) + 32.$$

Exemple : Soit à convertir 100 °C en °F :

$$(100 \times 1,8) + 32 = 212 \text{ }^{\circ}\text{F}.$$

°F en °C :

$$(^{\circ}\text{F} - 32) \times 5/9.$$

Exemple : Soit à convertir 80 °F en °C :

$$(80 - 32) \times 5/9 = 26,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

°C en K :

$$^{\circ}\text{C} + 273.$$

Exemple : Soit à convertir 50 °C en K :

$$50 + 273 = 323 \text{ K}.$$

L'échelle Celsius ou centigrade est une échelle relative. Zéro degré centigrade correspond à la température de la glace fondante, 100 degrés centigrade correspond à la température d'ébullition de l'eau sous la pression atmosphérique normale. Les mesures sont effectuées en °C.

L'échelle Kelvin est une échelle absolue, lorsqu'un corps est à une température de 0 K, il n'est plus possible de lui retirer aucune énergie. Les calculs sont effectués en K.

$$0 \text{ K} = -273 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Index

A

absorption 348
acoustique 499
aéraulique 95
apport de chaleur dû aux occupants 10
armoires de climatisation 252
autorité de vanne 176

B

bel 501
bilans thermiques 1
boîte de mélange 297
bouches à induction 111
boucle de Tickelman 206
bouilleur 349

C

calcul des pertes de charge
 linéaires 182
 singulières 182
caloduc 408
capteurs solaires 342
centrales de traitement d'air
 double flux 299, 336
centrales de traitement d'air à débit
 constant 284
 variable 288
climatiseurs
 de fenêtre 246
 de toiture 251
 individuels 247
 monoblocs 248
coefficient de vanne 177

compresseurs scroll 328
compression bi-étagée 326
comptage d'énergie 463
conductivité thermique 2

D

damper 106
dégivrage 275
degrés-jours unifiés 29
diagramme psychrométrique 46
diamètre équivalent 132
diffuseurs 105
directivité 506
disconnecteurs 206
double conduit 296

E

échangeur
 à plaques 397
 hydraulique 413
 rotatif 402
écrans acoustiques 520
effet frigorifique 211
éjecto-convecteurs 311

F

FCS (facteur de chaleur sensible) 55
filtration 375
fluide frigorigène
 azéotropique 213
 hydrofluorooléfines 226
 zéotropique 213
flux thermique 2